

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO DE ENGENHARIAS DA MOBILIDADE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

RAFAEL KIEMO PFAU SANTOS

**DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO PARA SISTEMA DE SUSPENSÃO DE
VEÍCULO DE COMPETIÇÃO**

Joinville

2016

RAFAEL KIEMO PFAU SANTOS

DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO PARA SISTEMA DE SUSPENSÃO DE
VEÍCULO DE COMPETIÇÃO

Trabalho de conclusão de Curso
apresentado como requisito parcial para
obtenção do título de bacharel em
Engenharia Automotiva no Curso de
Engenharia Automotiva da Universidade
Federal de Santa Catarina, Campus de
Joinville.

Orientador: Dr. Thiago A. Fiorentin

Joinville

2016

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

KIEMO PFAU SANTOS, RAFAEL
DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO PARA SISTEMA DE SUSPENSÃO DE
VEÍCULO DE COMPETIÇÃO / RAFAEL KIEMO PFAU SANTOS ;
orientador, THIAGO ANTÔNIO FIORENTIN - Joinville, SC, 2016.
84 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) -
Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville.
Graduação em Engenharia Automotiva.

Inclui referências

1. Engenharia Automotiva. 2. Desenvolvimento de
produto. 3. Análise estrutural. 4. Dinâmica veicular. 5.
FSAE. I. FIORENTIN, THIAGO ANTÔNIO. II. Universidade
Federal de Santa Catarina. Graduação em Engenharia
Automotiva. III. Título.

RAFAEL KIEMO PFAU SANTOS

DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO PARA SISTEMA DE SUSPENSÃO DE
VEÍCULO DE COMPETIÇÃO

Este trabalho de Conclusão de Curso foi julgado para a obtenção do Título de Engenheiro Automotivo, e aprovado em sua forma final pela Comissão Examinadora e pelo programa de graduação.

Joinville, 02 de novembro de 2016.

Comissão examinadora:

Prof. Dr. Thiago Antonio Fiorentin
Presidente da Comissão Examinadora

Prof. Dr. Alexandre Mikowski
Membro

Prof. Dr. Modesto Hurtado Ferrer
Membro

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente minha família e minha namorada, que tiveram a paciência de estar ao meu lado nestes anos de graduação, mesmo longe, fazendo o que fosse possível para que eu alcançasse os meus objetivos;

Agradeço ao meu orientador Dr. Thiago Antonio Fiorentin, que me apoiou no que fosse ao seu alcance para que este trabalho atingisse os seus objetivos, e aos conhecimentos que me foram passados durante o período de graduação;

Agradeço ao Dr. Modesto Hurtado Ferrer pelo companheirismo, e por ser o meu grande mentor durante os anos de equipe Formula CEM. Seus ensinamentos foram além da engenharia, contribuindo para a formação do que sou hoje como pessoa e profissional;

Agradeço à Equipe Fórmula CEM pela oportunidade que tive de crescer juntamente ao projeto, pelas realizações que tivemos, pelas madrugadas batalhando pelo nosso objetivo, pelas diversas experiências que pude compartilhar. Espero que a “busca pelo topo” continue sendo o sentimento que perdure ao longo dos anos, e que faça com que a equipe cresça cada vez mais.

RESUMO

Com o desenvolvimento tecnológico e aumento do poder computacional, métodos numéricos auxiliados por computador tornaram-se importantes instrumentos no desenvolvimento de novos produtos e na melhoria de outros já existentes, sendo um diferencial na competitividade entre empresas. O presente trabalho tem como objetivo apresentar o processo de desenvolvimento de um componente estrutural do sistema de suspensão, a manga de eixo, para veículo de competição classe Formula SAE. A partir de requisitos de engenharia do produto, foi criada uma primeira concepção geométrica para a manga de eixo, que foi utilizada como espaço de projeto para simulação estrutural e otimização topológica. Para que se pudesse estimar os carregamentos sobre o componente com maior precisão, criou-se um modelo multicorpos para simulação dinâmicas padrões no software ADAMS/Car. Com este foram realizadas manobras de alta performance, com objetivo de investigar a maior magnitude sob a qual o componente será submetido em curva. Paralelo a estas análises, cálculos de dinâmica veicular de frenagem foram realizados para estimar as máximas solicitações para este caso. Foram então realizadas simulações de otimização topológica para orientar a concepção da manga de eixo. A geometria resultante serviu de referência para dois produtos, utilizando diferentes métodos de fabricação, que foram avaliados através de simulações estáticas estruturais, pelo método de elementos finitos. O método serviu como procedimento para validação estrutural da manga de eixo que será aplicado em protótipo, que participará da 13ª competição de Formula SAE Brasil.

Palavras-chave: desenvolvimento de produtos, análise estrutural, dinâmica veicular, FSAE.

ABSTRACT

With technology advances and the increasing computational power, computer aided methods have become very important instruments in product development and optimization, being a competitive differential between companies. This present work aim to present the product development processes for suspension structural component, the steering knuckle, for Formula SAE competition vehicle. Starting with engineering requirements, a first concept of the product was generated for structural and topology optimization analysis. To rate cornering loads acting on the knuckle, a multibody model was created in ADAMS/Car, to perform high performance maneuvers. The biggest value found in multibody simulations would be used as a lateral load case. Also, braking dynamic analysis was performed to reach maximum values for those cases. Then, topology optimization was developed to conduct the knuckle final concept. Two products was developed, by different manufacturing methods, which pass through static structural analysis for validation. The method had served as a structural validation procedure for the knuckle, which will be applied on the FSAE vehicle for the 13th Formula SAE Brazil competition.

Keywords: Product development, structural analysis; vehicle dynamics; FSAE.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Conjuntos ou Módulos de Roda para eixo de tração e não tracionado	18
Figura 2 – Suspensão McPherson e Double Wishbone.	19
Figura 3 – Tirante da direção sobre a manga de eixo.	20
Figura 4 – Transmissão sobre a manga de eixo.	21
Figura 5 – Montagem da pinça de freio sobre a manga de eixo.	22
Figura 6 – Camber positivo das rodas dianteiras na vista frontal.	23
Figura 7 – Convergência das rodas na vista superior.	24
Figura 8 – Pino mestre, ângulos de inclinação do pino mestre e caster.	25
Figura 9 – Mangas de eixos para veículos de passeio.	26
Figura 10 – Mangas de eixo para veículos de competição.	27
Figura 11 – Modelo V de desenvolvimento de novos produtos.	29
Figura 12 – Manga de eixo fabricada em aço estampado.	30
Figura 13 – Manga de eixo fabricada por prototipagem rápida de metal.	31
Figura 14 – Fluxo do processo de desenvolvimento da manga de eixo.	36
Figura 15 – Montagem da ponta de eixo e cubo de roda.	37
Figura 16 – Modelo Inicial CAD da manga de eixo dianteira.	39
Figura 17 – Protótipo virtual de multicorpos no ADAMS/Car.	41
Figura 18 – Manobra <i>Constant Radius Cornering</i>	42
Figura 19 – Configuração de manobra <i>constant radius cornering</i>	43
Figura 20 – Forças versus incremento de aceleração lateral.	43
Figura 21 – Entrada de esterçamento para manobra de <i>Fish Hook</i>	44
Figura 22 – Trajetória das rodas na simulação de <i>Fish Hook</i>	45
Figura 23 – Forças laterais no pneu dianteiro esquerdo.	46
Figura 24 – Forças laterais no pneu dianteiro direito.	46
Figura 25 – Forças normais no pneu dianteiro esquerdo.	47
Figura 26 – Forças normais no pneu dianteiro direito.	47
Figura 27 – Input da simulação de <i>single lane change</i>	48
Figura 28 – Forças laterais sobre o pneu dianteiro esquerdo.	48
Figura 29 – Forças laterais sobre o pneu dianteiro direito.	49
Figura 30 – Trajetória das rodas nas manobras de <i>single lane-change</i>	49
Figura 31 – Forças normais no pneu dianteiro esquerdo.	50
Figura 32 – Forças normais no pneu dianteiro direito.	50

Figura 33 – Diagrama de corpo livre de um veículo.	51
Figura 34 – Ação das forças no caso de frenagem.	54
Figura 35 – Montagem da suspensão dianteira esquerda, vista isométrica.	55
Figura 36 – Modelo de elementos finitos no <i>software Inspire 2016</i>	56
Figura 37 – Centro de aplicação da força para o torque de frenagem.	57
Figura 38 – Definição de regiões que não devem ser otimizadas.	58
Figura 39 – Controle de forma da otimização topológica para fundição.	60
Figura 40 – Forma da otimização topológica.	62
Figura 41 – Tensão de von Mises para o caso de carga em frenagem.	63
Figura 42 – Deslocamento dos nós para o caso de carga em frenagem.	63
Figura 43 – Tensões de von Mises para o caso de carga lateral.	64
Figura 44 – Deslocamento dos nós para o caso de carga lateral.	65
Figura 45 – Seção no plano médio da geometria.	66
Figura 46 – Desenvolvimento do modelo da manga de eixo fundida.	66
Figura 47 – Tensões de von Mises na peça fundida, caso de carga em frenagem.	67
Figura 48 – Tensões de von Mises na peça fundida, caso de carga lateral.	67
Figura 49 – Deslocamento dos nós na peça fundida, caso de carga em frenagem.	68
Figura 50 – Deslocamento dos nós para peça fundida, caso de carga lateral.	69
Figura 51 – Tensão de tração na peça fundida, caso de carga lateral.	69
Figura 52 – Modelo para otimização topológica para processo de usinagem.	71
Figura 53 – Geometria otimizada para manga de eixo usinada.	71
Figura 54 – Manga de eixo por processo de usinagem.	72
Figura 55 – Tensões de von Mises na peça usinada, caso de carga em frenagem.	73
Figura 56 – Tensões de von Mises na peça usinada, caso de carga lateral.	74
Figura 57 – Deslocamento dos nós na peça usinada, caso de carga em frenagem.	74
Figura 58 – Deslocamento dos nós na peça usinada, caso de carga lateral.	75
Figura 59 – Manga de eixo dianteira para protótipo Formula SAE.	76

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Informações técnicas do veículo.	41
Quadro 2 – Casos de Carga para análise estrutural.	58
Quadro 3 – Dados do material no modelo FEM.	59

LISTA DE ABREVIACÖES

<i>ABNT</i>	<i>Associação brasileira de normas técnicas</i>
<i>CAD</i>	<i>Computer Aided Design</i>
<i>CAE</i>	<i>Computer Aided Engineering</i>
<i>FEM</i>	<i>Finite Element Method</i>
<i>FSAE</i>	<i>Formula SAE</i>
<i>MBS</i>	<i>Multibody simulations</i>
<i>PDP</i>	<i>Product Development Processes</i>
<i>SAE</i>	<i>Society of Automotive Engineering</i>

LISTA DE SIMBOLOS

a	Aceleração do centro de gravidade
$F_{f\ máx}$	Força de frenagem máxima no eixo dianteiro
$F_{pinça}$	Força de atrito na pinça
g	Aceleração gravitacional
h	Altura do centro de gravidade em relação ao solo
L	Distância entre eixos
l_2	Distância do centro de gravidade em relação ao eixo traseiro
R_a	Resistência aerodinâmica
r_d	Raio dinâmico do pneu
$r_{efetivo\ disco}$	Raio efetivo do disco de freio
$T_{máx}$	Torque máximo em uma roda dianteira
W	Peso do veículo
W_f	Reação normal no eixo dianteiro
θ_s	Ângulo de aclave
μ	Coefficiente de aderência do pneu
$\sigma_{von\ Mises}$	Tensão de von Mises
S_y	Tensão de escoamento do material
N	Fator de segurança, critério de von Mises Hencky

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	15
1.1. Objetivos	16
1.1.1. Objetivo geral	16
1.1.2. Objetivos específicos	16
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1. Manga de eixo – descrição e requisitos funcionais.....	17
2.2. Sistemas veiculares acoplados à manga de eixo	19
2.2.1. Sistema de suspensão	19
2.2.2. Sistema de direção.....	20
2.2.3. Sistema de transmissão	20
2.2.4. Sistema de Freio	21
2.3. Relação da manga de eixo com a dinâmica veicular.....	22
2.3.1 Camber	23
2.3.2. Convergência	23
2.3.3. Pino-mestre, inclinação do pino-mestre e caster.	24
2.4. Modelos, Materiais e métodos de fabricação.....	26
2.5. Estado da arte	28
2.6. Trabalhos relacionados.....	31
3. METODOLOGIA DE TRABALHO	34
3.1. Modelo geométrico inicial.....	37
3.2. Caso de carga lateral.....	39
3.2.1. Modelagem no <i>software</i> multicorpos.....	39
3.2.2. Simulação no ADAMS/Car – <i>Constant Radius Cornering</i>	42
3.2.3. Simulação no ADAMS/Car – <i>Fish Hook</i>	44
3.2.4. Simulação no ADAMS/Car – <i>Single Lane-Change</i>	47
3.2.5. Definição da condição de carga lateral	50

3.3. Caso de carga em frenagem	51
3.4. Modelo de elementos finitos para otimização topológica e análise estrutural	54
4. RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES	61
4.1. Otimização topológica da geometria inicial	62
4.2. Projeto preliminar da peça	65
4.3. Considerações sobre o resultado da manga de eixo fundida	70
4.4. Modelo de otimização para peça usinada e resultados.	70
5. CONCLUSÕES	77
5.1. Sugestão para trabalhos futuros.....	78
REFERÊNCIAS.....	79
Apêndice A – MODELAGEM DOS SISTEMAS NO ADAMS/Car.....	81

1. INTRODUÇÃO

Com o avanço tecnológico, o mundo globalizado e o crescimento das exigências do mercado, minimizar o tempo nos processos de desenvolvimento, garantindo ou melhorando os atributos que o cliente deseja em um produto, tornou-se importante fator de competitividade entre as empresas.

Dentro deste contexto, métodos numéricos auxiliados por computador são extensivamente utilizados na indústria automotiva, impactando em reduções nos custos de projeto, custos de produção, e conseqüentemente um produto mais competitivo.

No âmbito de competições automobilísticas estes métodos não são menos utilizados, pois se deseja conceber veículos que atendam, em um curto prazo de tempo, os mais altos requisitos de desempenho, segurança e que estejam compatíveis com os recursos disponíveis.

Dentre os componentes veiculares, os estruturais requerem grande nível de aprofundamento na análise, pois estão ligados aos modos de falha mais críticos para um sistema, e/ou estão intimamente ligados à integridade do condutor. Porém, é importante reconhecer que o nível de aprofundamento está relacionado à quantidade de recursos disponíveis para o projeto, sendo estes recursos financeiros, tempo, e principalmente a experiência acumulada de testes e instrumentação.

Na indústria, estas questões do projeto são supridas devido ao vasto número de recursos disponíveis para cada empresa. Mas em projetos de produção em baixa escala, como os veículos de competição, o nível de dados é limitado e de difícil acesso, principalmente para equipes e empresas iniciantes. Diante deste fato, reforçar o uso do poder computacional pode ser uma estratégia interessante para estas empresas e equipes se manterem competitivas.

Considerando este quadro, em componentes estruturais automotivos, os métodos computacionais tem papel fundamental no desenvolvimento do projeto, englobando questões de garantia estrutural, bem como o dimensionamento otimizado, visando maior desempenho e menor tempo e custo envolvido.

Motivado por este cenário, este trabalho utiliza-se dos conceitos de projeto estrutural e dinâmica veicular, utilizando ferramentas “*Computer Aided Engineering*” (CAE), na análise estrutural do desenvolvimento de produto para suspensão de veículo de competição, classe Formula SAE (FSAE). A análise foi desempenhada sobre o componente estrutural conhecido como Manga de Eixo ou Munhão de Suspensão para o eixo dianteiro, não motriz. As etapas apresentadas se mostraram um excelente procedimento para obtenção de componentes estruturais.

1.1. Objetivos

1.1.1. Objetivo geral

Apresentar os procedimentos de análise auxiliada por computador, no desenvolvimento de produto estrutural para o sistema de suspensão, manga de eixo dianteiro, de um veículo de competição classe Formula SAE.

1.1.2. Objetivos específicos

- a) Alcançar uma geometria otimizada topologicamente, que atenda aos requisitos do produto;
- b) Propor um procedimento de análise no desenvolvimento de produtos estruturais para equipes de competição e empresas de pouca experiência;
- c) Aprimorar o conhecimento de ferramentas computacionais de análise estrutural e otimização topológica;
- d) Conciliar os fundamentos de dinâmica veicular na predição de carregamentos no projeto de componentes veiculares;

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesta seção são apresentados os fundamentos relacionados ao produto sobre desenvolvimento, a manga de eixo. O capítulo se subdivide em subseções com objetivo de:

- Descrever o produto e levantar seus requisitos funcionais;
- Apresentar os sistemas veiculares que possuem interface com a manga de eixo, e como esta é estabelecida;
- Relacionar a manga de eixo com a dinâmica veicular;
- Apresentar os modelos, materiais e métodos de fabricação na concepção do produto;
- Por fim, apresentar o estado da arte para este componente.

2.1. Manga de eixo – descrição e requisitos funcionais

Os componentes de suporte aos sistemas de um chassi tem recebido atenção dos engenheiros e projetistas em termos de redução de massa, resultando em geometrias complexas e o ganho no desempenho veicular. Destes componentes, os que estão relacionados ao controle veicular e a segurança são priorizados, como é o caso da manga de eixo.

A manga de eixo é um componente estrutural, responsável por conectar os diferentes elementos pertencentes aos sistemas de controle veicular, por exemplo, o braço de esterçamento no sistema de direção, a geometria e acoplamentos da suspensão, itens de freios e a ponta de eixo da transmissão. De acordo com Heissing e Ersoy (2011), refere-se a esta montagem de componentes por conjunto ou módulo de roda, ilustrada pela Figura 1, cujo propósito pode ser resumido por:

- Receber e transmitir forças e torques entre o chassi e o solo;
- Manter, controlar, direcionar, frear, assegurar e transmitir torque a roda;

Figura 1 – Conjuntos ou Módulos de Roda para eixo de tração e não tracionado



Fonte: Heissing e Ersoy (2011, p.325).

Heissing e Ersoy (2011) referem-se às mangas de eixo como *wheel carriers*, ou seja, os componentes que levam ao rolamento da roda. Além disto, as mangas de eixo que permitem o esterçamento da roda são referidas pelos autores como *pivot bearing* ou *knuckle*. Neste trabalho se utilizará apenas “manga de eixo” para se referir os tipos existentes.

Pela diversidade de sistemas e concepções integradas ao componente, a configuração e geometria da manga de eixo são definidas de análises aprofundadas, portanto encontra-se em grande variedade de formas. As várias soluções disponíveis, porém, para eixos de tração e não tracionados, dianteiros e traseiros, compartilham os seguintes aspectos em comum (HEISSIING e ERSOY, 2011, p. 325):

- Todas as forças e torques da roda são recebidos e transmitidos de forma segura e confiável;
- A conexão é provida entre os vários pontos cinemáticos da suspensão;
- São fornecidas superfícies de montagem para rolamentos, ponta de eixo, pinça de freio e, dependendo da concepção do sistema de suspensão, amortecedores.

Em adição a estes requisitos, mangas de eixo devem ainda permitir o acondicionamento de elementos que integram sistemas embarcados.

2.2. Sistemas veiculares acoplados à manga de eixo

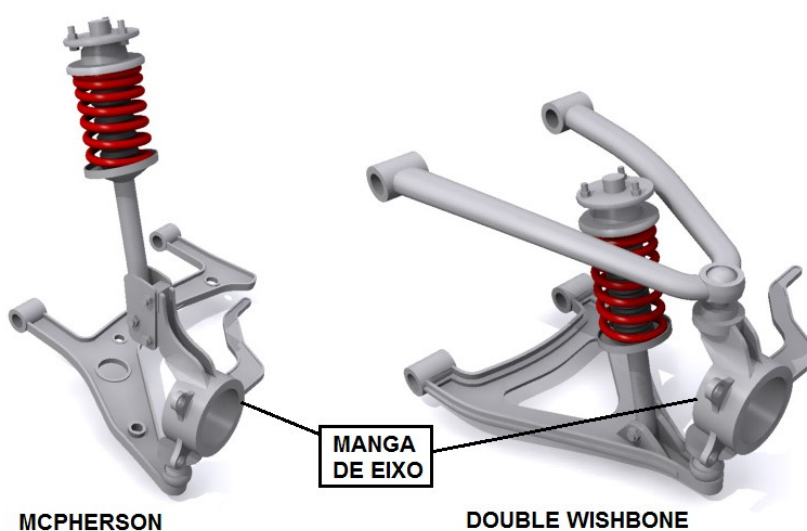
Como mencionado anteriormente, a manga de eixo faz conexão com diferentes sistemas de controle do veículo. A seguir serão apresentadas as funções de cada sistema e por quais elementos estes se conectam a manga de eixo.

2.2.1. Sistema de suspensão

O sistema de suspensão estabelece o conforto e desempenho em curvas, através da absorção das irregularidades do pavimento através do movimento relativo da roda em relação à carroceria.

No sistema de suspensão, a manga de eixo estará acoplada aos terminais dos braços de suspensão, e dependendo da concepção na qual será aplicada, irá conectar-se aos elementos de amortecimento do sistema. Em suspensões independentes do tipo McPherson, a manga de eixo se conecta ao amortecedor em sua parte superior, e na parte inferior, ao braço de controle da suspensão. Em suspensões independentes do tipo Duplo A (*Wishbone*), ambas as extremidades estarão acopladas aos terminais dos braços de suspensão superior e inferior por juntas, funcionando como pivô para a roda. A Figura 2 ilustra conexão da manga de eixo com os dois tipos de suspensão descritos.

Figura 2 – Suspensão McPherson e Double Wishbone.



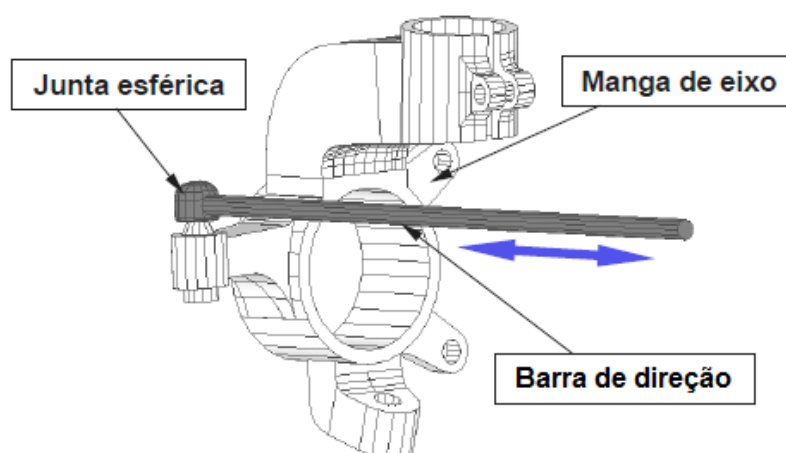
Fonte: Autor (2016).

2.2.2. Sistema de direção

O sistema de direção proporciona o controle direcional do veículo, através da conversão do movimento rotacional executado pelo motorista no volante em esterçamento para as rodas.

A montagem do sistema de direção sobre a manga de eixo se dá através da conexão da barra de direção com um braço do componente, que fará a “alavanca” para o momento de giro sobre o eixo vertical deste. A conexão se dá através de uma junta esférica, transmitindo o movimento axial da barra, e assim produzirá o esterçamento da roda. A configuração do sistema é ilustrada pela Figura 3 a seguir.

Figura 3 – Tirante da direção sobre a manga de eixo.



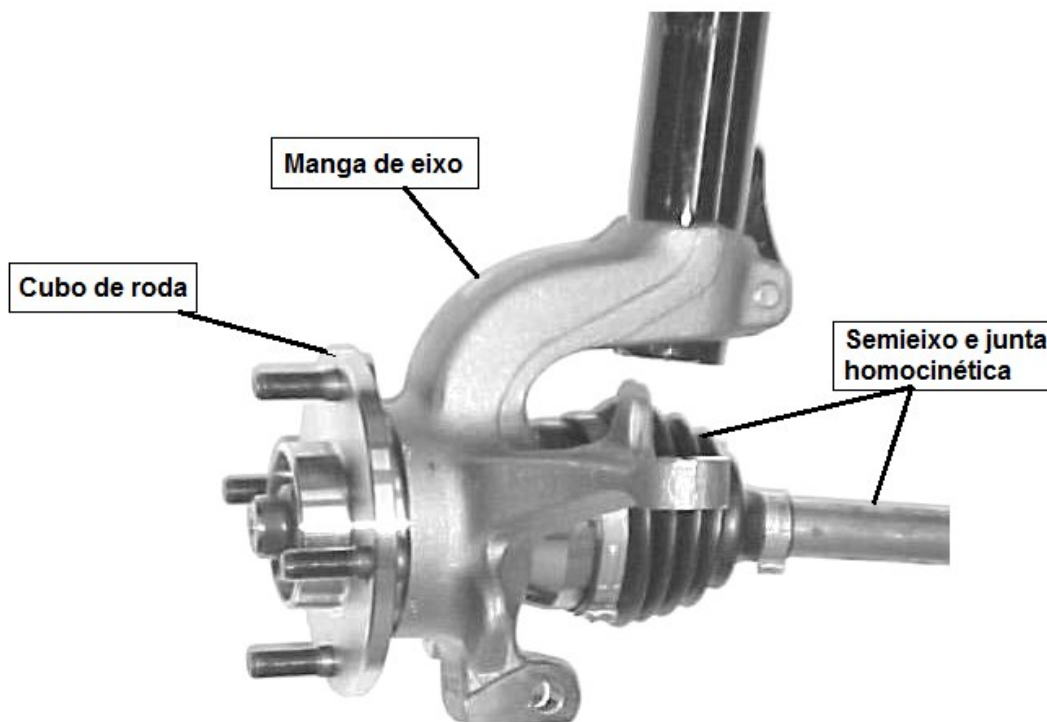
Fonte: Klava (2003, p.13).

2.2.3. Sistema de transmissão

“O sistema de transmissão de um automóvel tem a função de fornecer as forças de tração e impulsão necessárias para induzir e controlar o movimento translacional.” (BOSCH, 2005, p. 736). Estas forças tem sua origem no motor, transmitidas por elementos de máquinas, entre outros componentes, conduzidas pelo conjunto de roda, até o contato do pneu com o pavimento.

Nos eixos de tração, todos os projetos de manga de eixo possuem cavidade, que acomodará o rolamento de roda, onde é feito o acoplamento do cubo de roda com o semieixo. A Figura 4 apresenta a manga de eixo com sistema de transmissão.

Figura 4 – Transmissão sobre a manga de eixo.



Fonte: Klava (2003, p.15).

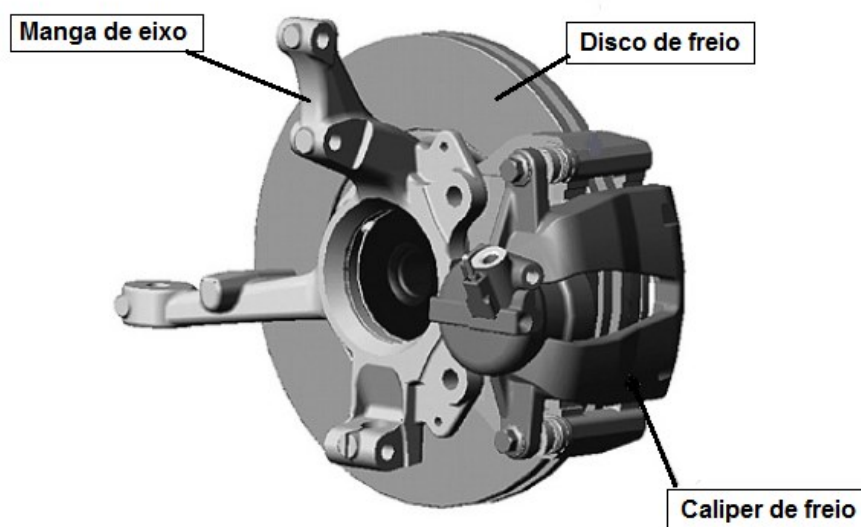
Nos projetos onde não há a tração da roda, a manga pode ou não ter o alojamento para o rolamento. Em casos onde não há o, se dá lugar a ponta de eixo.

2.2.4. Sistema de Freio

De acordo com Bosch (2005), o sistema de freio é o conjunto de componentes e sistemas cuja finalidade é reduzir ou manter a velocidade de um veículo, leva-lo a imobilidade ou mantê-lo imóvel.

Em sistemas de freio a disco, a manga de eixo possui suportes para montagem da pinça de freio, de forma que esta se posicione garantindo o adequado funcionamento do sistema. Além disto, o componente ainda poderá possuir cavidades ou regiões de suporte para acomodar componentes integrados aos sistemas embarcados do veículo, por exemplo, os sensores ABS. A Figura 5 apresenta a montagem da pinça de freio sobre a manga de eixo.

Figura 5 – Montagem da pinça de freio sobre a manga de eixo.



Fonte: Genta e Morello (2009, p.278).

2.3. Relação da manga de eixo com a dinâmica veicular

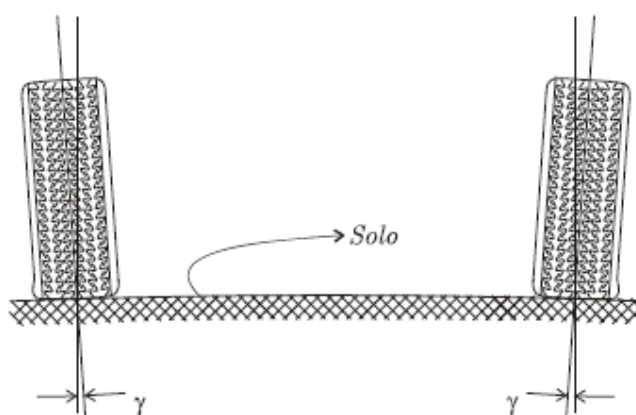
Segundo Rill (2007, p.1, tradução nossa): “A dinâmica veicular é a parte da engenharia essencialmente baseada na mecânica clássica, mas envolve física, engenharia elétrica, química, comunicações, psicologia, etc.”. Através das leis fundamentadas por Sir Isaac Newton, a análise através das forças e momentos agindo sobre o veículo no contato pneu-solo resultará na previsão do comportamento dinâmico do veículo, em condições de frenagem, aceleração, curva e passeio.

As mangas de eixo fazem parte do mecanismo de ligação da roda com a carroceria, garantindo os graus de liberdade das rodas e as corretas posições com referência ao solo. (GENTA e MORELLO, 2009). Tratando-se dos sistemas de suspensão e direção, além do suporte aos componentes vistos anteriormente, estas compreendem aspectos geométricos visando melhorar a dinâmica veicular. Estes são o camber, convergência e o pino mestre, que por sua vez determina novos parâmetros.

2.3.1 Camber

O camber, segundo Nicolazzi et al. (2012), é o ângulo que determina a inclinação do plano da roda, em relação a uma vertical paralela ao plano lateral do veículo, que passa pelo centro da superfície de contato pneu/pista, como mostrado na Figura 6. O camber é referido como positivo se o topo das rodas aponta para fora da carroceria, e negativo se apontam para dentro (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

Figura 6 – Camber positivo das rodas dianteiras na vista frontal.



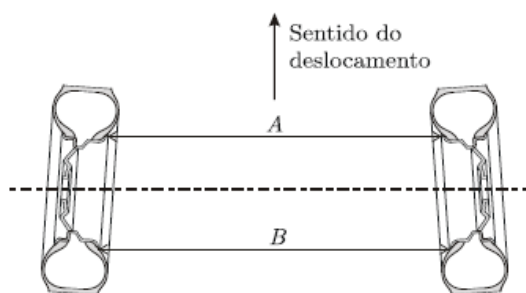
Fonte: Nicolazzi et al. (2012, p.204).

O camber tem influência sobre a área de contato do pneu com a pista, e consequentemente na aderência deste contato. Isto tem impacto direto sobre o desempenho em aceleração, frenagem e curvas, bem como a redução do desgaste dos pneus.

2.3.2. Convergência

De acordo com a NBR 12603, a diferença entre as distâncias dos diâmetros horizontais dos contornos internos dos aros, correspondentes ao mesmo eixo definem a convergência das rodas. A Figura 7 ilustra a definição. Define-se convergência quando a projeção do plano médio das rodas se encontra na direção frontal do veículo, e divergência quando se encontram na direção oposta.

Figura 7 – Convergência das rodas na vista superior.



Fonte: Nicolazzi et al. (2012, p.209).

O maior desempenho e menor desgaste ocorrerão quando as rodas estiverem alinhadas com a direção e sentido de deslocamento. Por conta das forças geradas durante o movimento, e a elasticidade dos componentes do sistema de suspensão e direção, haverá o desvio em relação esta posição, fazendo com que as rodas desloquem-se inclinadas (NICOLAZZI, 2012). Por isso, é necessário que, quando paradas, apresentem a convergência para compensar o desvio quando o veículo estiver em movimento.

2.3.3. Pino-mestre, inclinação do pino-mestre e caster.

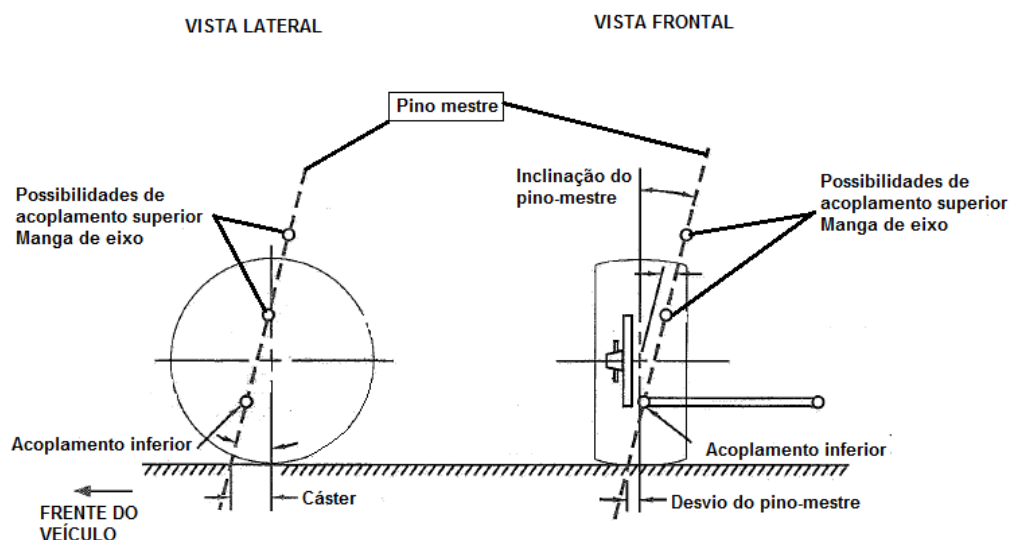
O pino mestre é um eixo real ou imaginário, definido pela linha que passa pelos centros de articulação superior e inferior na manga de eixo. Este eixo é o “pivô” pelo qual a roda irá se movimentar no ato de esterçamento. A partir do pino mestre, são então definidas a inclinação do pino-mestre e o caster. A Figura 8 apresenta os parâmetros geométricos relacionados o pino-mestre.

Na vista frontal, o ângulo formado entre o pino mestre e o plano médio da roda é chamado de inclinação do pino mestre. Este afeta a cinemática da suspensão e direção, alterando o camber durante o funcionamento destes sistemas. Durante o esterçamento, o topo do plano da roda é levemente inclinado para fora, ocorrendo dos dois lados do veículo. A contribuição deste efeito é pequena, mas significativa em manobras de raio de curva curto.

A inclinação do pino-mestre geram alguns deslocamentos do eixo em relação a roda, que é o deslocamento axial do pino mestre e o braço a terra ou raio de rolamento. Respectivamente, um gera os efeitos de subida do eixo quando as rodas

esterçam, e o outro o momento no contato pneu pista, que resulta na convergência ou divergência da roda, quando o veículo se encontra em movimento.

Figura 8 – Pino mestre, ângulos de inclinação do pino mestre e caster.



Fonte: Autor (2016).

Na vista lateral, o ângulo formado pelo pino mestre é chamado de caster. O caster é o parâmetro que mais influencia na estabilidade direcional do veículo, e está muito associado a interação da resposta do veículo com o condutor. Este parâmetro é definido pela distância entre a projeção do pino mestre até o encontro com o solo, medida em relação ao plano médio vertical da roda.

Abaixo estão relacionados os principais fatores de influência do caster com a dinâmica veicular:

- Durante a operação dos sistemas de direção e suspensão, também há variação do camber, mas de forma a auxiliar o contato e aderência da roda externa em curvas;
- Como a inclinação do pino mestre, é responsável pelos efeitos de subida e descida com o esterçamento, porém o efeito é inverso entre os lados esquerdo e direito, causando transferência de carga diagonal no veículo;
- É gerado o momento de auto alinhamento sobre a roda, por causa do deslocamento entre o eixo de esterçamento projetado e as forças geradas no contato pneu-pavimento, determinando o quanto de força deverá ser utilizado no volante pelo operador.

2.4. Modelos, Materiais e métodos de fabricação.

As mangas de eixo hoje fabricadas em volumes de escala industrial devem satisfazer uma série de requisitos. Heissing e Ersoy (2011) apontam alguns requisitos importantes para o componente:

- Atender funções e vida útil de serviço;
- Possuir geometria que possibilite conexões com os componentes adjacentes;
- Possuir boas propriedades de material;
- Possuir boas propriedades físicas (amortecimento de vibrações, acústica, resistência, rigidez, resistência ao calor, massa);
- Possuir apelo estético, ergonomia, e facilidade em montagem e desmontagem;
- Não agredir o meio ambiente; permitir reciclagem ou descarte;
- Atender a legislação ou normas;

De forma a atender estes requisitos, uma série de diferentes geometrias e materiais são encontrados para este componente. Os acoplamentos componentes adjacentes estão ligados à concepção de suspensão, se o eixo é motriz ou não, se a roda é direcional, além do acondicionamento dentro da roda ou carroceria. A Figura 09 apresenta diferentes modelos de manga de eixo, para diferentes tipos de suspensão e eixos.

Figura 9 – Mangas de eixos para veículos de passeio.



Fonte: Autor (2016).

Em veículos de competição, a complexidade de modelos é ainda maior, pois se procura ao máximo atender os requisitos de redução de massa, melhoria de desempenho, existência de dispositivos de ajuste, somados ao fato de que os componentes são produzidos em pequena escala, portanto possuem uma maior liberdade quanto ao material e método de fabricação. A Figura 10 apresenta concepções utilizadas em veículos classe Formula SAE e Formula 1.

Figura 10 – Mangas de eixo para veículos de competição.



Fonte: Autor (2016).

Mangas de eixo mais modernas geralmente são feitas de alumínio ou ferro. Os processos de fundição, forjamento e estampagem podem ser utilizados. Como requisito, as suas ligas devem então atender aos critérios de rigidez, tensão de escoamento, ductilidade, resistência à fadiga, resistência à corrosão, usinabilidade e custo acessível.

Os projetos de manga de eixo mais comuns em veículos de passeio são produzidos em ferro fundido nodular para eixo motriz dianteiro, e chapas aço estampadas, e posteriormente soldadas, para rodas não motrizes traseiras (HEISSING e ERSOY, 2011). Porém, esta ultima concepção também tem sido substituída pelo ferro fundido nodular em alguns casos. (FARIAS e OLIVEIRA, 2010). A utilização destes materiais se dá pela alta resistência mecânica, resistência à fadiga, alto alongamento e tenacidade destes materiais.

No processo de fabricação, o ferro fundido é vazado em um molde sob condições controladas de temperatura e vazão, fluindo pelos canais de alimentação até as regiões de solidificação, tendo como auxílio massalotes, para auxiliar a solidificação adequada da peça. (KLAVA, 2003).

Mangas de eixo produzidas em ligas de alumínio são utilizadas em casos onde a redução de massa possui uma alta demanda, como em carros esportivos e de competição. Neste material, além dos processos padrões de fundição por areia e de molde permanente, novos processos como a fundição *squeeze casting* e *thixoforming* e tem ganhado popularidade.

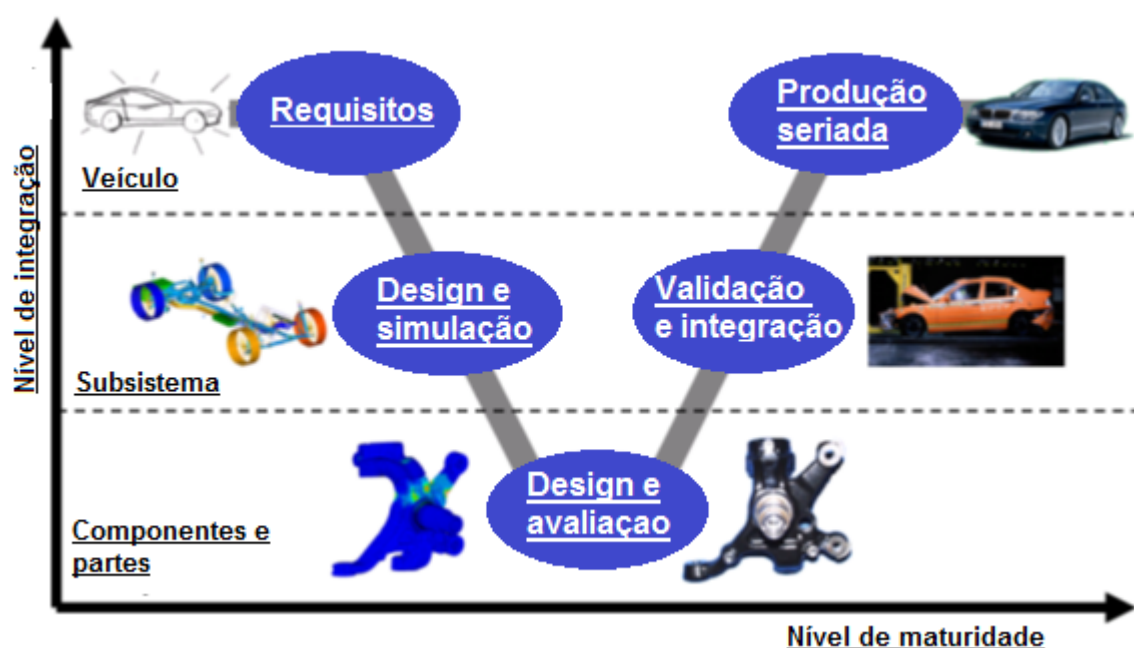
Após a execução dos processos anteriormente descritos, a manga de eixo ainda deve passar por usinagem para que o produto final tenha as dimensões adequadas na conexão com os outros componentes do conjunto de roda. Em veículos de competição por sua vez, muito se explora deste processo para a fabricação completa do componente, devido aos baixos volumes produzidos.

2.5. Estado da arte

No processo de desenvolvimento produtos (“*product development process*” – *PDP*), conciliar os requisitos tempo de projeto, qualidade, custos e otimização de massa, convergiram para estratégias e soluções similares entre as maiores montadoras do mundo. As mais importantes e efetivas estratégias desempenhadas estão no processo de otimização, utilizando os conceitos de engenharia simultânea e o uso de métodos computacionais na concepção, desenvolvimento e validação de produto.

Simulações e modelos virtuais conseguiram providenciar aos engenheiros de produto noções e características técnicas, como massa, funcionalidade, carregamentos sobre um componente, mesmo nos estágios mais iniciais do processo. No escopo de desenvolvimento para um novo componente, a utilização das ferramentas *CAE* é um procedimento padrão, até que o projeto seja detalhado. O projeto é então passado para as etapas de construção de protótipo, e validações por teste experimental. Os modelos *CAE* também devem ser validados através da comparação com os resultados obtidos dos testes físicos (HEISSING e ERSOY, 2011). A Figura 11 apresenta o processo de desenvolvimento de produto veicular.

Figura 11 – Modelo V de desenvolvimento de novos produtos.



Fonte: Weber (2009, p.12).

No processo de desenvolvimento de componentes do sistema de suspensão, dois tipos de simulações são vastamente utilizados, as simulações de multicorpos (*Multibody simulations – MBS*) e o método de elementos finitos (*Finite element method – FEM*).

A simulação de multicorpos é utilizada na investigação do movimento dos complexos sistemas veiculares, consistindo um grande número de componentes móveis interconectados. O *MBS* pode também ser utilizado para determinar as forças e momentos causados por estes movimentos sobre os componentes que integram o sistema.

Estas informações de carga alimentam o modelo de elementos finitos, cujo objetivo é analisar as tensões e deformações e assim avaliar as propriedades mecânicas e geometria do componente sujeito aquelas. As análises são providas de soluções numéricas de um campo geral de equações, que regem o problema, através da discretização do contínuo em um número finito de pequenos elementos.

O *FEM* é fundamental no desenvolvimento de componentes para indústria automotiva, e hoje já se consegue através de alguns programas (*softwares*), extrair geometrias aperfeiçoadas topologicamente, acelerando o processo de desenvolvimento na fase de concepção do produto.

Baseadas nas técnicas e tecnologia disponível para projeto de componentes, as mudanças no desenvolvimento das mangas de eixo podem ser consideradas completas, passando de componentes robustos, pesados e “macios”, para produtos mais leves e rígidos, aumentando o desempenho veicular. (HEISSING e ERSOY, 2011).

Além das técnicas desempenhadas, a concepção de manga de eixo mais leve e rígida se dá pela utilização e desenvolvimento de novos materiais e processos de fabricação, capazes de agregar propriedades de resistência ao produto.

Novos materiais incluem o ferro fundido nodular austemperado (ADI) e ligas de ferro fundido nodular com acréscimo de silício. “Componentes fabricados nestes materiais apresentaram acréscimo de resistência e tenacidade em mais de 25%” (HEISSING e ERSOY). No caso do ferro fundido com porções maiores de alto silício, ainda se obteve menor dispersão das propriedades mecânicas do material, aumentando a ductilidade e melhor usinabilidade (FARIAS e OLIVEIRA, 2010).

No caso de ligas de alumínio, os processos de *squeeze casting* e *thixoforming* podem ser usados na redução de massa do componente. Atualmente, porém, o custo destes processos é alto, comparados aos processos padrões para produção seriada, portanto estes são utilizados apenas para soluções especiais, como em veículos de competição de maior impacto, como a F1, ou em veículos esportivos. Uma alternativa mais promissora para redução de peso é a fabricação de mangas de eixo através de chapas de aço estampadas, formada por múltiplas partes, como ilustra a Figura 12. A vantagem é a possibilidade de utilizar diferentes espessuras e ligas de acordo com a região solicitada, tornando as partes “independentes” e reduzindo a chance de falhas catastróficas do componente.

Figura 12 – Manga de eixo fabricada em aço estampado.



Fonte: Heissing e Ersoy (2011, p.343).

No âmbito de competições, há predominância da utilização de ligas de alumínio. Em classes de caráter universitário como a FSAE, ou classes de menor impacto como a Fórmula 3, os componentes são fabricados predominantemente por usinagem, por conta do volume de produção e a eliminação de produtos intermediários, como moldes para fundição. Equipes com maiores recursos têm se arriscado na utilização da fibra de carbono, e algumas se utilizam da prototipagem rápida metálica. A Figura 13 apresenta uma manga de eixo para FSAE fabricada por prototipagem rápida em material metálico.

Figura 13 – Manga de eixo fabricada por prototipagem rápida de metal.



Fonte: https://www.eos-a.com/press/customer_case_studies/rennteam_uni_stuttgart.
(Acesso em 05 de novembro de 2016).

2.6. Trabalhos relacionados

A manga de eixo já foi objeto de estudo para alguns trabalhos com foco em desenvolvimento de produtos, propostas de otimização e análises estruturais.

Klava (2003) apresenta em seu trabalho uma metodologia de projeto para componentes estruturais, onde a manga de eixo em ferro fundido nodular ferrítico foi utilizada como caso de estudo. Com base na metodologia PRODIP¹, o autor desenvolve as etapas de projeto do produto, utilizando-se do *FEM* para analisar o comportamento estrutural da concepção resultante, sobre condições de peso

¹ Processo de desenvolvimento de produto integrado – PRODIP, proposto pelo Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos – NEDIP do departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

próprio, frenagem e curva. Através de um algoritmo de otimização, o componente passou por alteração em uma região da peça para que esta obtivesse maior durabilidade em fadiga e validou-se o procedimento por nova simulação estrutural, que resultou em uma geometria mais resistente, porém mais pesada.

No artigo apresentado por Gerken e Neal (1999) foi apresentada a história da conversão do material para manga de eixo dianteira, do ferro fundido para o alumínio fundido por *Squeeze Casting*, realizado pela *Delphi Chassis System/Casting Technology Company*. O processo de concepção do produto é descrito, mencionando a validação do projeto através de simulações numéricas, e apresentando os benefícios de redução de massa, atendimento dos requisitos de qualidade, geometria e diferenças no processo de fabricação. São mencionados pelo autor os casos de carga avaliados, sendo diferentes condições de frenagem, curva, e passagem por solo acidentado, porém não há detalhamento do projeto e das análises realizadas por CAE.

Ilzhöfer (2000) apresentou um processo automatizado de otimização estrutural, acoplando a análise estrutural convencional por *FEM*, com métodos de predição durabilidade. O estudo é aplicado a manga de eixo, considerando os casos de carga em passeio, curva e frenagem. Em sua análise foi possível considerar o histórico de frequência dos carregamentos na otimização do produto.

Flesch (2010) documentou em seu trabalho os detalhes do projeto do par de mangas de eixos para FSAE. No desenvolvimento do componente, foram avaliados os carregamentos térmicos e mecânicos sobre o componente, sendo o primeiro analisado por método analítico, e o segundo por elementos finitos. Na análise estrutural, o carregamento utilizado consistiu em assumir aceleração na direção lateral e longitudinal do veículo, uma prática comum realizada no projeto de componentes estruturais FSAE. O autor realizou a otimização da forma através dos resultados de tensão na concepção inicial, gerando uma segunda geometria com alívios de peso e diminuição das seções. O critério avaliado foi de resistência mecânica, não havendo avaliação em fadiga, por conta do produto ter um curto ciclo de vida.

As diferentes abordagens apresentadas convergiram em dois pontos importantes: a utilização de ferramentas computacionais no desenvolvimento do componente estrutural, e as condições de carga sobre o qual ele é avaliado, predominando o caso em frenagem e curva. Porém, pouco se detalhou a respeito

das análises para determinação destes carregamentos, e ferramentas mais avançadas no processo de otimização da concepção não foram utilizadas. Tendo isto em vista, este trabalho baseou-se no processo de desenvolvimento que tem sido mais utilizado na indústria, com o uso de *MBS* no estudo do comportamento do veículo e estimativa de cargas, e o uso de ferramentas *FEM* tanto na análise estrutural, quanto no processo de otimização topológica.

3. METODOLOGIA DE TRABALHO

Neste capítulo serão apresentadas as etapas de desenvolvimento da manga de eixo do sistema de suspensão dianteiro para um veículo de competição. O veículo em questão trata-se de um protótipo da classe Formula SAE, desenvolvido pela equipe Formula CEM ²da Universidade Federal de Santa Catarina, campus Joinville. O produto final deste trabalho será fabricado para integrar o protótipo que participará da 13ª competição Formula SAE Brasil, em novembro de 2016.

O processo de desenvolvimento do produto baseia-se no modelo utilizado pela indústria, com a exceção das etapas de teste de protótipo e validação, devido ao custo gerado e tempo de implementação.

A partir de considerações sobre requisitos do produto e dos sistemas ao qual será integrado, gerou-se uma concepção inicial em *Computer Aided Design (CAD)*, que atendesse a aplicação. O *software* utilizado para desenhar a geometria foi o *SolidWorks 2015* e este modelo foi considerado como espaço de projeto para otimização.

Assumiu-se como material base para a concepção da manga de eixo o ferro fundido nodular ISO 1083/JS/500-10 com alto teor de silício, seguindo a tendência da indústria automotiva na sua utilização, e por possibilitar a fabricação tanto por fundição, quanto por usinagem de um *blank* deste material.

Do projeto preliminar da suspensão e requisitos de desempenho desejados para o protótipo de 2016, um modelo virtual do veículo foi gerado no ambiente multicorpos do *software MSC ADAMS/Car 2014*. O modelo foi gerado a partir das modificações dos *templates* de veículo FSAE, disponibilizados pela própria companhia.

Foram ajustadas conexões do sistema de suspensão, denominadas no *MSC ADAMS/Car “hardpoints”*, constantes elásticas das molas de suspensão dianteira e traseira, relação de transmissão do pinhão/cremalheira e *hardpoits* do sistema de direção, magnitude e localização das massas suspensas e não suspensas do

² Equipe de competição universitária e projeto de extensão da Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville, coordenado pelo Professor Dr. Modesto Hurtado Ferrer.

veículo. O modelo virtual é rígido, não considerando efeitos de flexibilidade das estruturas que o compõe.

O modelo multicorpos foi submetido a simulações quase estáticas de curvas, padronizadas do *software*, para investigar a ordem de grandeza das forças que agirão sobre o contato dos pneus. Estes carregamentos serviram de base para um caso de carga na análise e otimização estrutural.

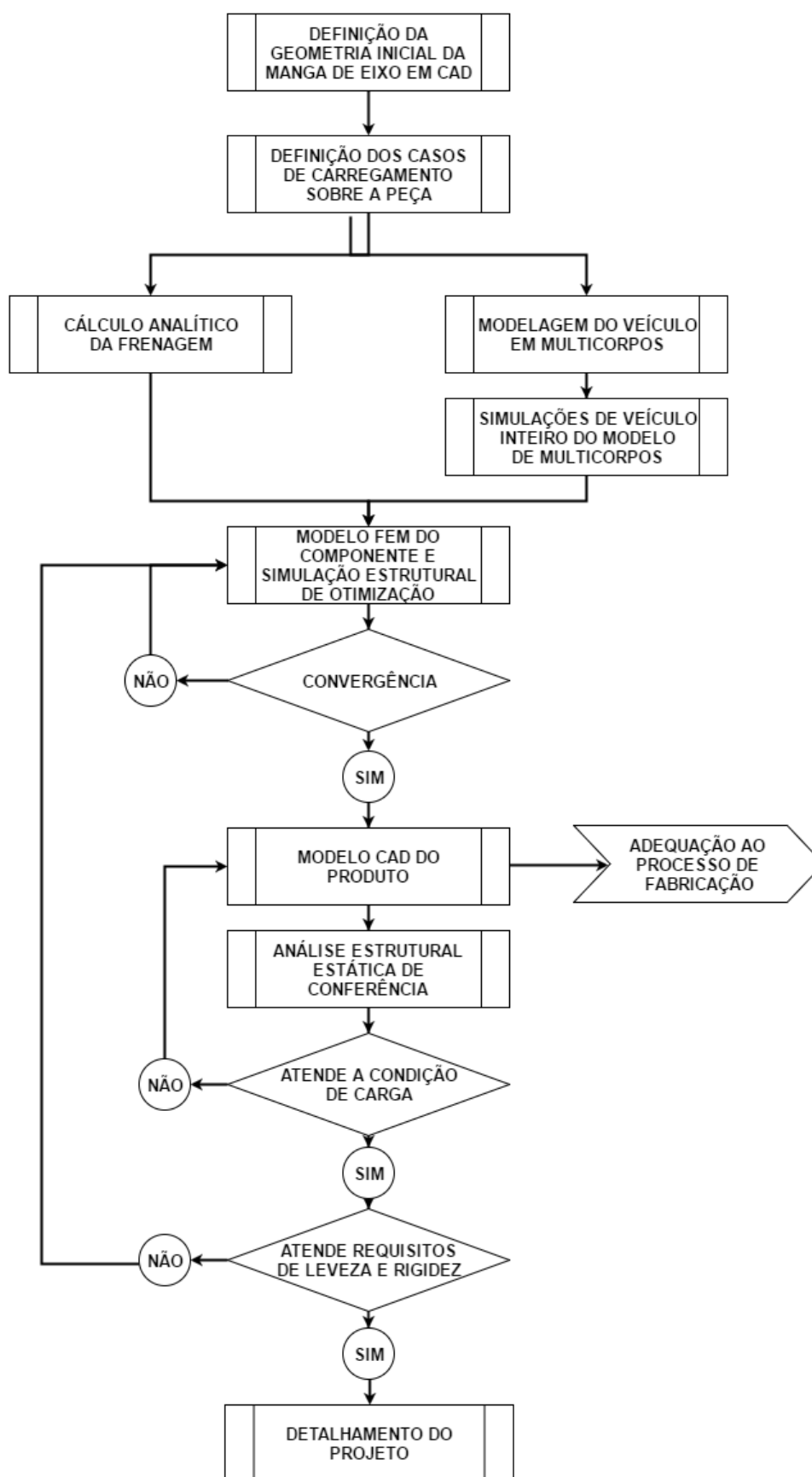
Paralelo ao desenvolvimento das simulações, cálculos analíticos de dinâmica veicular de frenagem foram desenvolvidos para estimar as máximas forças e torques atuantes no conjunto, que farão parte das condições avaliadas em outro caso de carga.

O modelo *CAD* inicial é então importado para o *software Altair Inspire 2016*, onde é gerado o modelo *FEM* para otimização topológica do componente. É definida modelagem geométrica do problema, condições de contorno, solicitações inerentes ao componente aplicado no veículo e propriedades do material. O *software* calcula uma relação de deformações para os casos de carga inseridos no modelo, executando iterações de redução de massa sem comprometer a rigidez, convergindo para geometria com topologia melhorada.

O resultado do modelo é redesenhado em *CAD*, considerando aspectos relacionados ao método de fabricação escolhido para o componente. Por fim, este componente passa por análise estrutural estática, para conferência e validação do produto.

O resumo dos parágrafos anteriores tem como resultado o fluxograma de trabalho apresentado na Figura 14, no qual as atividades serão descritas com mais detalhes nas seções a seguir.

Figura 14 – Fluxo do processo de desenvolvimento da manga de eixo.



Fonte: Autor (2016).

3.1. Modelo geométrico inicial.

A manga de eixo para suspensão do protótipo de 2015 foi fabricada em aço 1045, todo por usinagem. As regiões de interface com os sistemas de suspensão, direção e freios foi feita através de apêndices, conectados à manga de eixo através de parafusos, permitindo modularidade e uma geometria menos complexa para usinagem.

O componente não faz parte do eixo motriz, portanto não aloja rolamento de roda, dando seu lugar a uma ponta de eixo, fixada através de parafusos, que por sua vez suporta o cubo de roda, onde estão alojados os rolamentos. A manga de eixo também não possuía ajustes do câmbio, para permitir alterações para o ganho no desempenho após a montagem.

A equipe não possui histórico de aquisição de dados, portanto o componente antigo consistiu de análise estrutural a partir de carregamentos extrapolados, alcançando 2,4 kg de massa no produto final. A Figura 15 apresenta a manga de eixo utilizada no protótipo de 2015.

Figura 15 – Montagem da ponta de eixo e cubo de roda.



Fonte: Autor (2016).

Das considerações do projeto anterior, e o *bechmarking* das concepções utilizadas pelas outras equipes, identificaram-se requisitos importantes no desenvolvimento da nova manga de eixo:

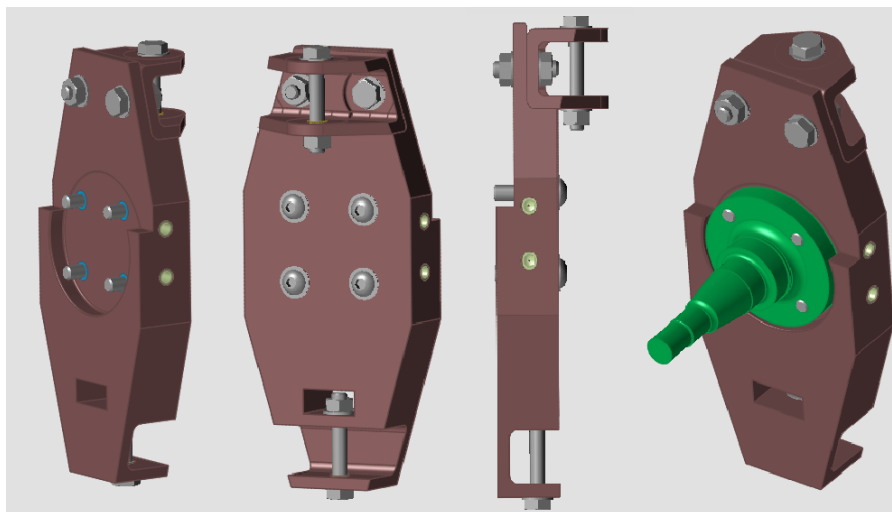
- Possuir ajuste para geometria de suspensão (camber, caster, inclinação do pino-mestre e convergência);
- Ser fácil de conectar aos componentes adjacentes;
- Deve ser fácil de fabricar;
- Ter a geometria simples;
- Ser rígido, minimizando a interferência da flexibilidade na cinemática do sistema de suspensão;
- Ser leve.

Em consideração aos requisitos, manteve-se a estratégia de modularidade das interfaces, e desenvolveu-se uma peça simétrica, que pudesse ser utilizadas em ambos os lados do veículo. Desta forma, a complexidade do componente seria reduzida, e assim permitiria maiores possibilidades no processo de manufatura, no ajuste de geometria de camber e facilidade na montagem do conjunto de roda.

A utilização da ponta de eixo do projeto anterior também foi mantida, para redução do escopo de projeto e dos custos associados na construção ou aquisição de novos componentes.

A geometria inicial resultante é apresentada através da Figura 16, onde a manga é identificada pela cor marrom, apresentando os fixadores para conexão com os componentes adjacentes, e a ponta de eixo, em cor verde, que servirá de referência na modelagem FEM posteriormente. Os apêndices que fazem interface com o tirante de direção e suporte da pinça de freio não fizeram parte deste processo de desenvolvimento.

Figura 16 – Modelo Inicial CAD da manga de eixo dianteira.



Fonte: Autor (2016).

3.2. Caso de carga lateral

Nesta seção são apresentados os procedimentos realizados na determinação de forças para o caso de curvas. O *MBS* é utilizado nesta fase, através do pacote *ADAMS/Car*, que inclui em seus templates os dados necessários para criação dos modelo FSAE.

3.2.1. Modelagem no *software* multicorpos

Existe uma diversidade de *softwares* de *MBS* disponíveis, incluindo o *ADAMS*, *SIMPAC*, *DADS*, *MotionSolve*, etc. O pacote *MSC ADAMS* entre estes, é bastante usado na engenharia de chassis e veículos (HEISSING e ERSOY, 2011).

Entre os pacotes disponíveis do *software*, o *ADAMS/Car* inclui em seu banco de dados diferentes concepções de sistema de suspensão, que podem ser facilmente adaptados para a geometria específica de um veículo. Isso permite a facilidade na transferência de modelos entre as partes envolvidas de um projeto.

O *software* cria modelos através de uma hierarquia de dados, para que os ajustes de um sistema venham posteriormente compor uma montagem de veículo completo.

Os modelos padrões, referidos no *ADAMS/Car* como “*templates*”, definem uma topologia de sistema veicular, por exemplo, um sistema de suspensão tipo

McPherson genérica, que posteriormente pode ser definido como dianteira ou traseira (MSC SOFTWARE CORPORATION, 2012).

Os “*subsystems*” (subsistemas, no *ADAMS/Car*) fazem referência a um *template*, e nestes arquivos são alteradas a geometria, conexões, propriedades e regras de um modelo de sistema. Um *subsystem* pode ser, por exemplo, uma suspensão dianteira, com as massas, inércias de componentes, as curvas de rigidez da mola e amortecimento escolhidos pelo engenheiro que está desempenhando as análises.

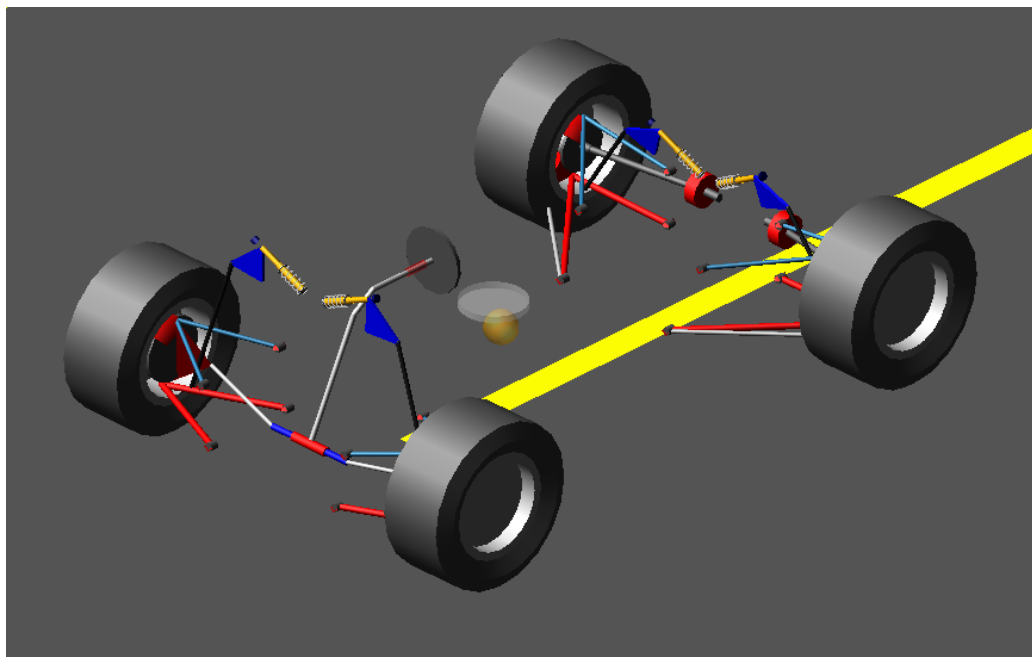
O “*assembly*” é a montagem de *subsystems* que completam um modelo multicorpos para análise. No caso de veículos completos, o *assembly* deve possuir ao menos *body* (que representa a massa do quadro estrutural e carroceria), suspensão dianteira e traseira, sistema de direção e o “*test rig*”. *Test Rig* é a parte do modelo que impõe o movimento sobre o veículo (MSC SOFTWARE CORPORATION, 2012).

O procedimento utilizado neste trabalho para modelagem do veículo consistiu na criação dos *subsystems* de suspensão dianteira e traseira, direção, e *body*, existente no banco de dados nomeado “*fsae_2013.cdb*”, disponibilizado pela *MSC Software*, bem como o ajuste de massas suspensas e não suspensas do veículo. Para completar o *assembly*, foram utilizados os *templates* padrões na criação dos *subsystems* de trem motriz (*powertrain*), freios e pneus, também contidos banco de dados.

Os sistemas devem ser criados individualmente, alterando-se a geometria dos *hardpoints*, através de coordenadas cartesianas. Os *hardpoints* são os locais chaves que definem o modelo, e servem de referência para criação de partes, conexões, estruturas construtivas, e permitem a parametrização do modelo.

Através do levantamento de informações técnicas iniciais de projeto, e a modelagem *CAD* do veículo durante o seu desenvolvimento, foi possível compilar as coordenadas geométricas, as constantes elásticas das molas de suspensão, as informações cinemáticas do sistema de direção, e a estimativa de massas dos modelos para geração do veículo virtual multicorpos. A Figura 17 ilustra o modelo de multicorpos desenvolvido no *ADAMS/Car*.

Figura 17 – Protótipo virtual de multicorpos no ADAMS/Car.



Fonte: Autor (2016).

A Tabela 1 abaixo relaciona as principais informações técnicas do veículo. Os dados de entrada na criação do modelo de multicorpos estão contidas no Apêndice A.

Quadro 1 – Informações técnicas do veículo.

INFORMAÇÕES TÉCNICAS - PROTÓTIPO FORMULA CEM 2016		
Entre-eixos (mm)	1630	
Bitola Dianteira (mm)	1250	
Bitola Traseira (mm)	1230	
Massa Total (kg)	330	
Distribuição longitudinal de massa (%)	49	51
Altura do CG (mm)	270	
Curso total da suspensão dianteira/traseira (mm)	59,80	59,80
Constância elástica das molas de suspensão (N/mm)	90	90
Motion Rate Dianteiro/ Traseiro	0,55	0,51
Camber das rodas dianteiras/traseiras (graus)	-1°	-1°
Convergência das rodas dianteiras/traseiras (graus)	1°	1°
Caster	4,89°	
Inclinação do pino-mestre	8,80°	
Relação de transmissão na direção	12:1	

Fonte: Autor (2016).

Após a criação do modelo de multicorpos, três tipos de simulação de veículo completo foram executados:

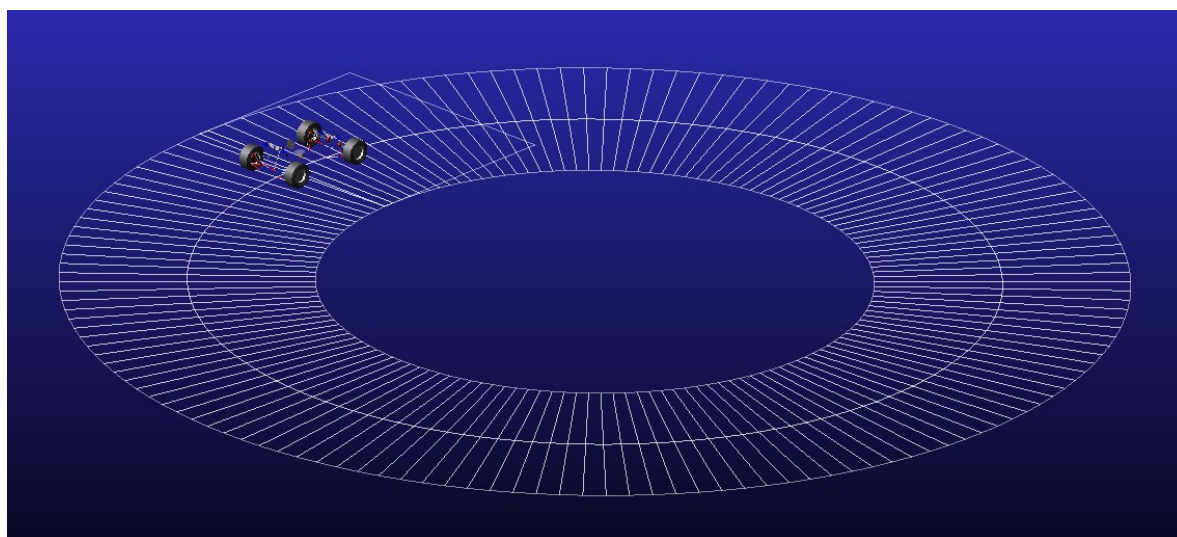
- *Constant Radius Cornering* (Curva de raio constante);
- *Fish-Hook* (Manobra em forma de “anzol”);
- *Single lane – change* (troca de pista simples);

Em todas as simulações, os resultados de interesse são as reações laterais e verticais que ocorrem no contato dos pneus dianteiros com o solo. Estas servirão de referência para definir o caso de carga lateral, que será avaliado na otimização topológica e análise estrutural por elementos finitos. Portanto, o veículo foi colocado em condições extremas nas simulações executadas, de forma a estimar carregamentos críticos para o dimensionamento do componente.

3.2.2. Simulação no ADAMS/Car – *Constant Radius Cornering*

Nesta análise, o veículo executa um circuito de raio constante (*Constant Radius Cornering*), denominado “*skidpad*”, aumentando a sua velocidade gradualmente, e conseqüentemente a sua aceleração lateral. (ADAMS/CAR HELP, 2014). A Figura 18 apresenta a visualização da manobra.

Figura 18 – Manobra *Constant Radius Cornering*.



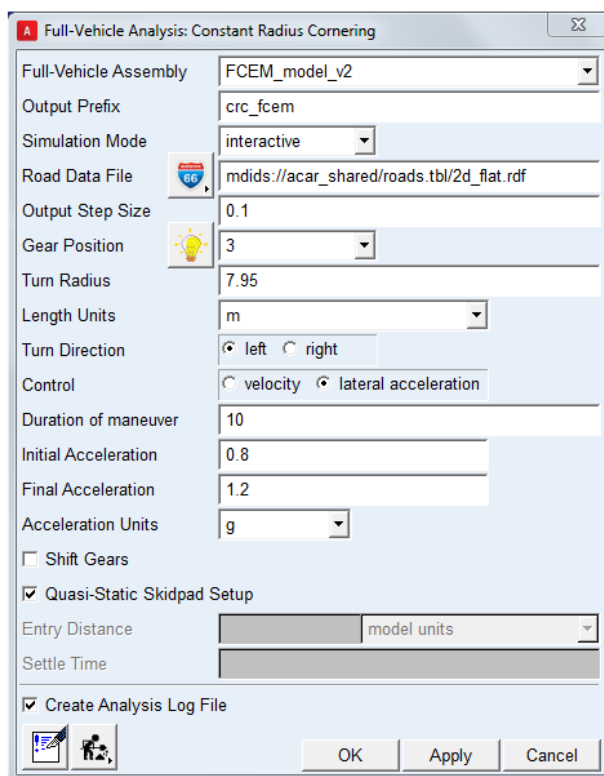
Fonte: Autor (2016).

O raio de curva escolhido para a simulação foi de 7,95 m, representando o menor diâmetro do circuito de *skidpad*³ no qual o veículo é submetido na

³ Manobra executada na competição FSAE, com o circuito em forma de “oito”.

competição. O critério de controle utilizado foi o incremento de aceleração lateral, iniciado a 0,80 g e finalizando a 1,20 g, um valor alcançado por veículos bem posicionados na competição. A configuração da manobra é ilustrado pela Figura 19.

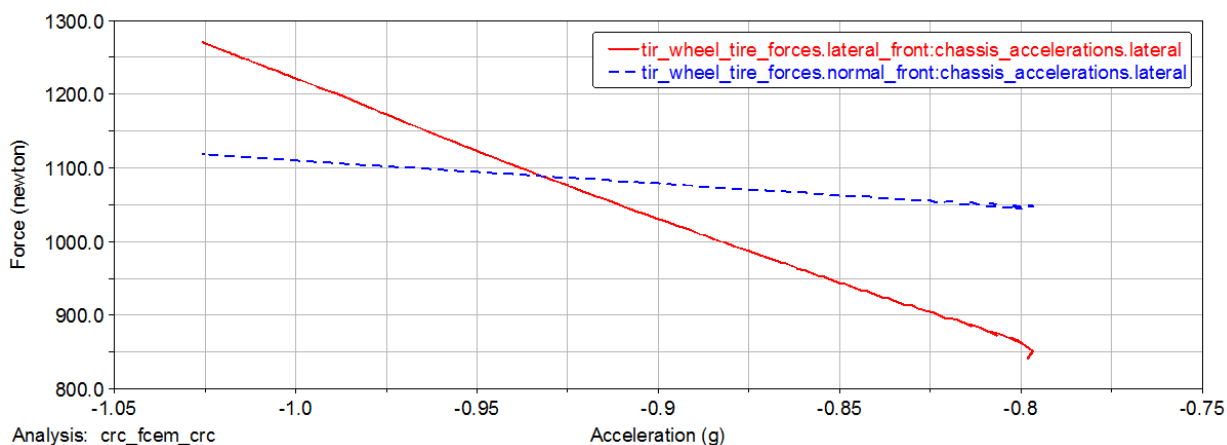
Figura 19 – Configuração de manobra *constant radius cornering*.



Fonte: Autor (2016).

Os resultados de forças encontradas na simulação são apresentados na Figura 20 a seguir. O pneu avaliado é dianteiro direito, visto que este está para o lado de fora da curva e, portanto, recebe a maior parcela de peso.

Figura 20 – Forças versus incremento de aceleração lateral.



Fonte: Autor (2016).

Apesar de ter sido definida no setup da simulação uma aceleração lateral final de 1,20 g, o veículo não chega a alcançar este valor, ficando próximo de 1,03 g ao final da manobra. Isso representou aumento de velocidade de 28,34 km/h para 32,14 km/h, condição bem próxima da realidade em competição, e não pode ser considerada para análise de cargas, visto que se quer avaliar as condições mais críticas.

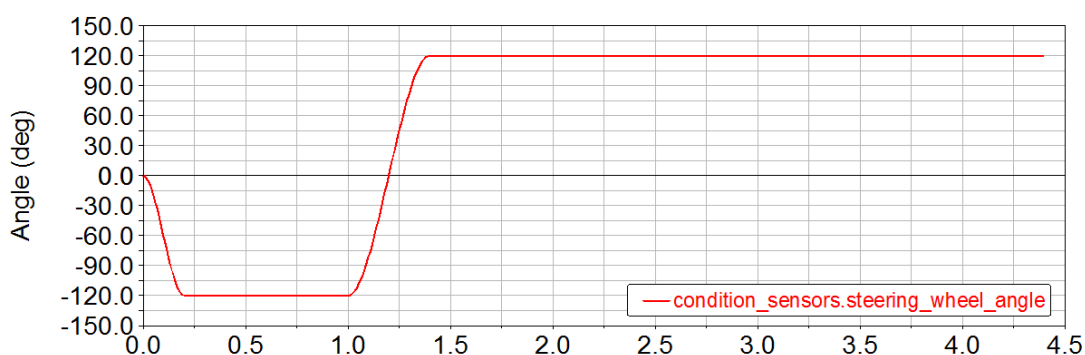
Os valores máximos de forças no pneu encontrados para este caso foram de 1270,85 N para força lateral e 1119,35 N para reação vertical, identificadas das curvas vermelha e azul tracejada, respectivamente.

3.2.3. Simulação no ADAMS/Car – *Fish Hook*

A manobra de *Fish Hook* é utilizada para avaliar a dinâmica de capotamento e estabilidade do veículo, e tem o nome devido a forma de “anzol” em sua trajetória. Pinheiro (2010) avaliou o comportamento dinâmico de um veículo FSAE de acordo com a rigidez do quadro estrutural, através das simulações de *Fish Hook* e *Single Lane-Change*. A configuração da simulação utilizada pelo autor serviu de base para as análises desempenhadas neste trabalho.

As simulações consistiram em executar um esterçamento de 120° em intervalo de 0,20 segundos (s) no volante, durante 0,80 s, a partir do veículo com velocidade determinada. Logo em seguida, um esterçamento de 240° é realizado no sentido contrário em 0,40 s, onde a manobra perdura por 3 s. As manobras foram simuladas para velocidades de 60, 80 e 100 km/h, caracterizando manobras críticas na competição. A Figura 21 mostra a entrada de esterçamento para realização das três manobras de *Fish Hook*.

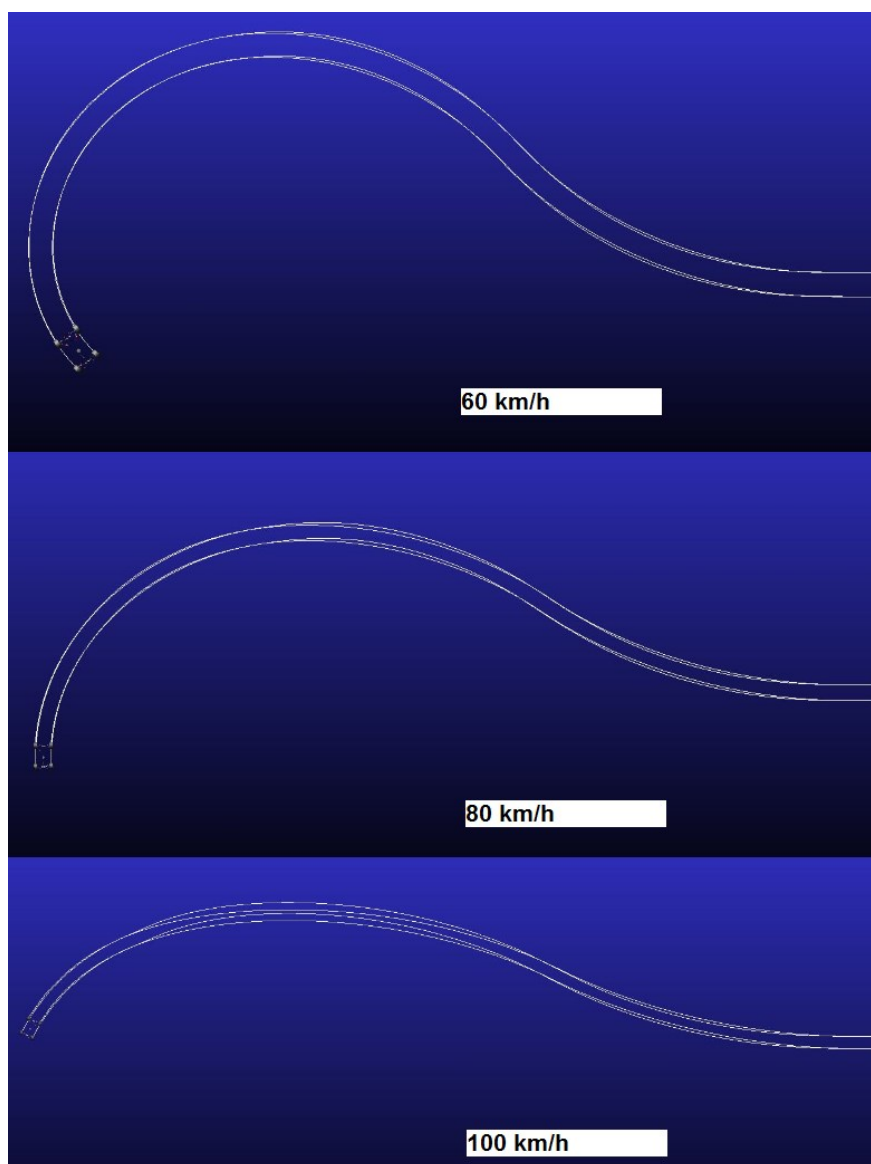
Figura 21 – Entrada de esterçamento para manobra de *Fish Hook*.



Fonte: Autor (2016).

Avaliou-se através da interface gráfica do *ADAMS/Car* o comportamento dinâmico do veículo, para auxiliar a avaliação dos carregamentos sobre o contato pneu pista. A Figura 22 abaixo demonstra o traçado das quatro rodas durante a execução das manobras, apresentado o efeito de maiores acelerações laterais com o incremento de velocidade.

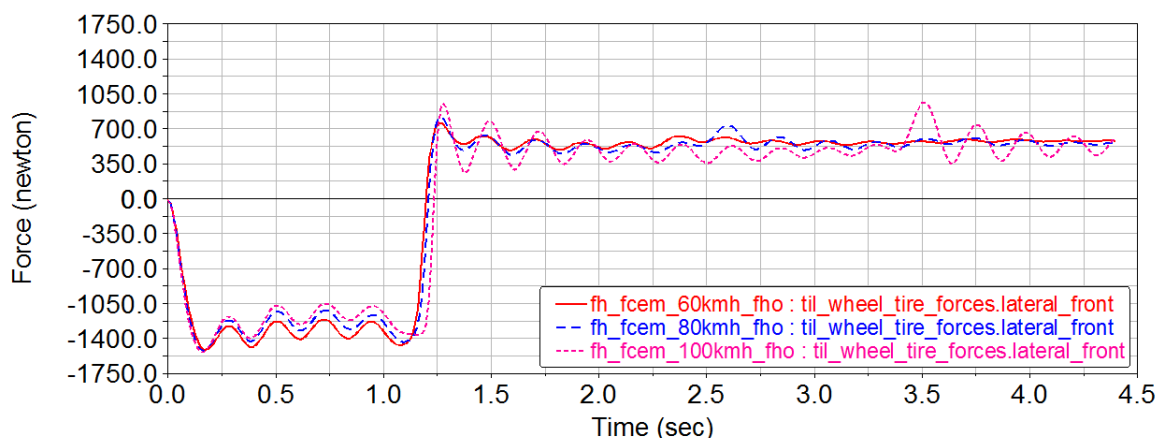
Figura 22 – Trajetória das rodas na simulação de *Fish Hook*.



Fonte: Autor (2016).

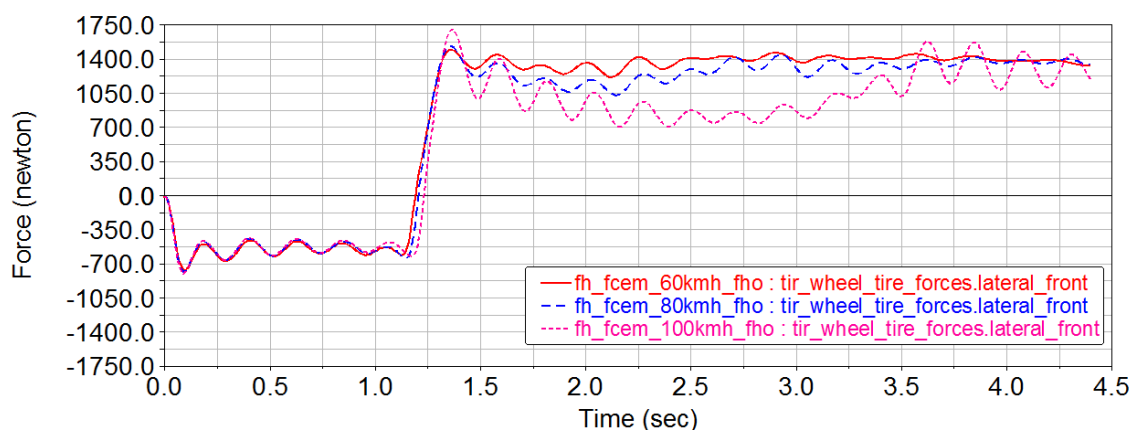
Nas figuras 23 e 24 são os resultados de forças normais no contato dos pneus dianteiro esquerdo e direito, respectivamente, de acordo as velocidades, destacadas na legenda.

Figura 23 – Forças laterais no pneu dianteiro esquerdo.



Fonte: Autor (2016).

Figura 24 – Forças laterais no pneu dianteiro direito.



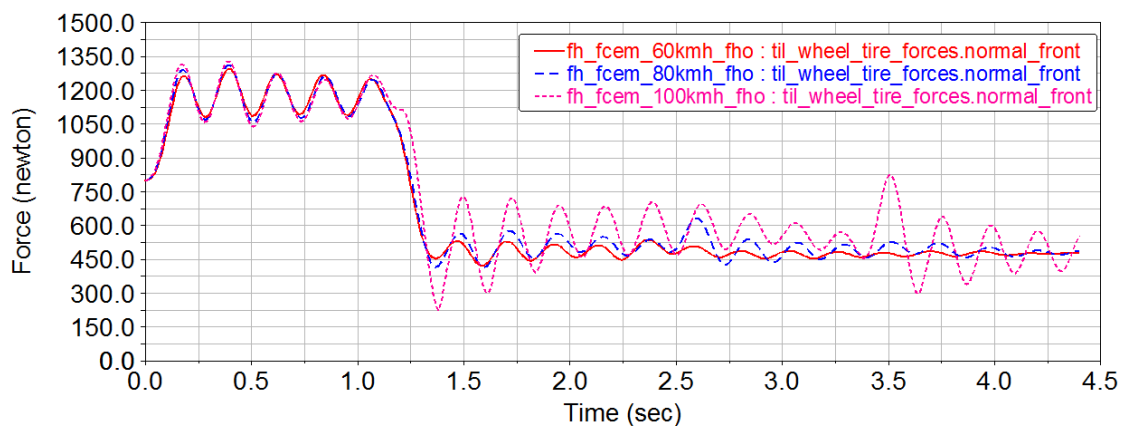
Fonte: Autor (2016).

Durante a manobra não houve o deslizamento dos pneus, desta forma, com o aumento da velocidade houve o acréscimo de forças laterais direcionadas ao centro da curva. O maior pico de força lateral durante a manobra foi observada no *Fish Hook* a 100 km/h, identificada pelas curvas cor de rosa, no pneu direito. A magnitude da força foi de 1710,65 N, após 1,37 segundos do início da manobra, isto é, logo no final do segundo esterçamento.

De forma análoga ao atrito, a força lateral no pneu se relaciona com a força de contato normal a superfície. Portanto, a maior reação normal do solo no pneu ocorreu no mesmo instante em que houve o pico de força lateral. A magnitude da

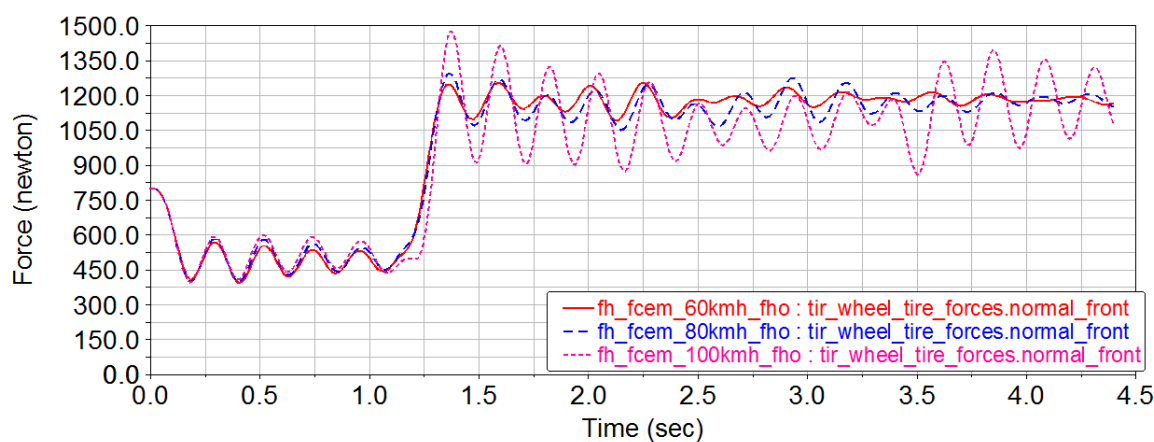
força é de 1480,33 N. As Figuras 25 e 26 apresentam os resultados de força normal para os pneus esquerdo e direito, respectivamente.

Figura 25 – Forças normais no pneu dianteiro esquerdo.



Fonte: Autor (2016).

Figura 26 – Forças normais no pneu dianteiro direito.



Fonte: Autor (2016).

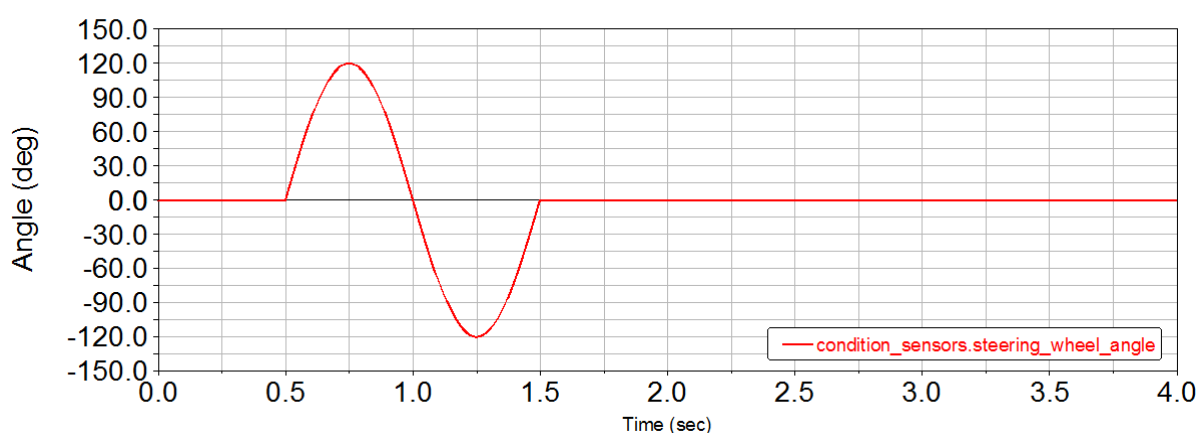
3.2.4. Simulação no ADAMS/Car – *Single Lane-Change*

A manobra de *single lane-change* é uma mudança de faixa única, através do esterçamento da direção de forma sinusoidal. Avalia-se nessa manobra a tendência de capotamento, a transferência de carga entre os pneus e a estabilidade direcional do veículo. Em veículos de competição, como o FSAE, devido ao baixo centro de

gravidade a tendência de capotamento é minimizada, e o interesse volta-se aos carregamentos sobre o pneu.

As simulações consistiram na manobra com duração de 4 s, a velocidade determinada. O input de esterçamento de 120° foi executado 0,50 s após o início da manobra, com duração de ciclo de 1 s. Foram realizadas simulações para 60, 80 e 100 km/h, da mesma forma que o caso do *Fish Hook*. A Figura 27 apresenta a entrada de esterçamento para configuração da manobra no ADAMS/Car.

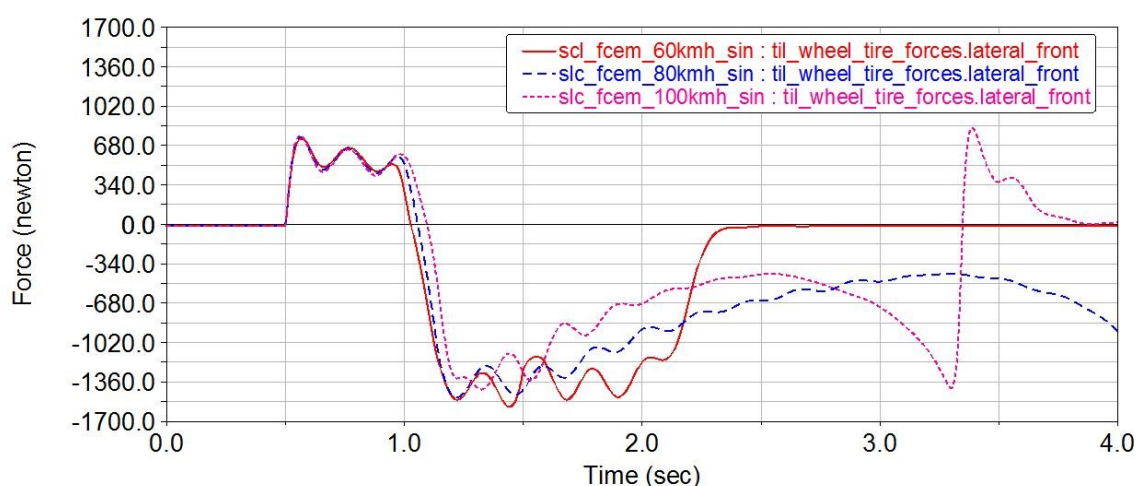
Figura 27 – Input da simulação de *single lane change*.



Fonte: Autor (2016).

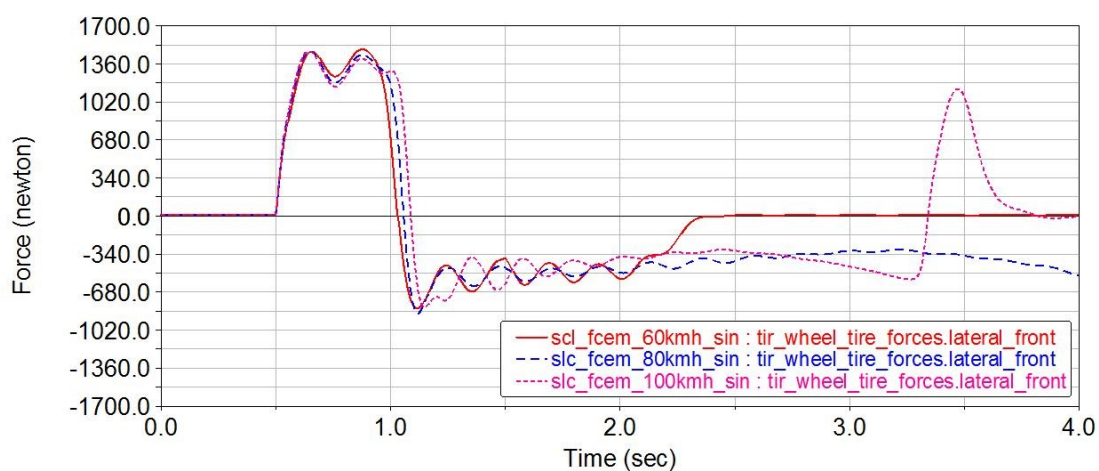
As Figuras 28 e 29 apresentam em sequência os resultados de forças laterais agindo sobre os pneus dianteiros, esquerdo e direito.

Figura 28 – Forças laterais sobre o pneu dianteiro esquerdo.



Fonte: Autor (2016).

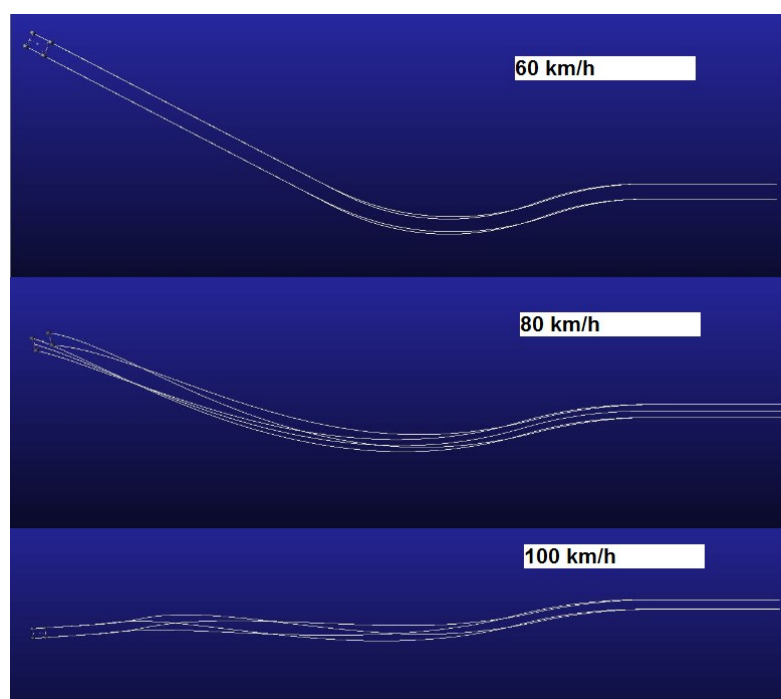
Figura 29 – Forças laterais sobre o pneu dianteiro direito.



Fonte: Autor (2016).

O maior valor encontrado de força lateral foi de 1572,16 N, no pneu esquerdo na simulação de 60 km/h. O valor máximo de força lateral se deu na menor condição de velocidade, pois houve escorregamento no contato pneu-solo, onde o veículo perdeu estabilidade direcional para maiores velocidades, como pode ser observado na figura 30 a seguir.

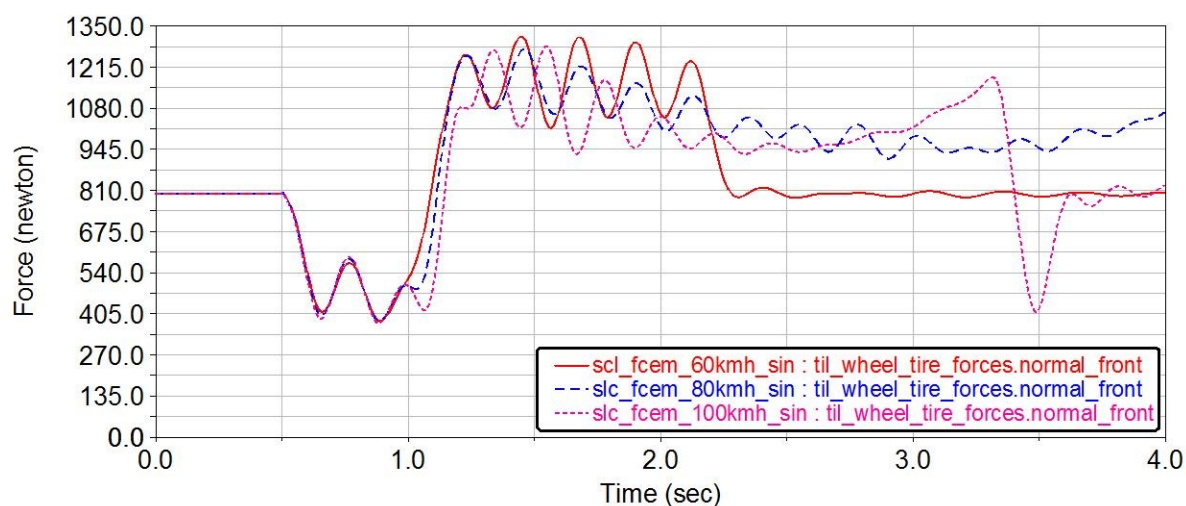
Figura 30 – Trajetória das rodas nas manobras de *single lane-change*.



Fonte: Autor (2016).

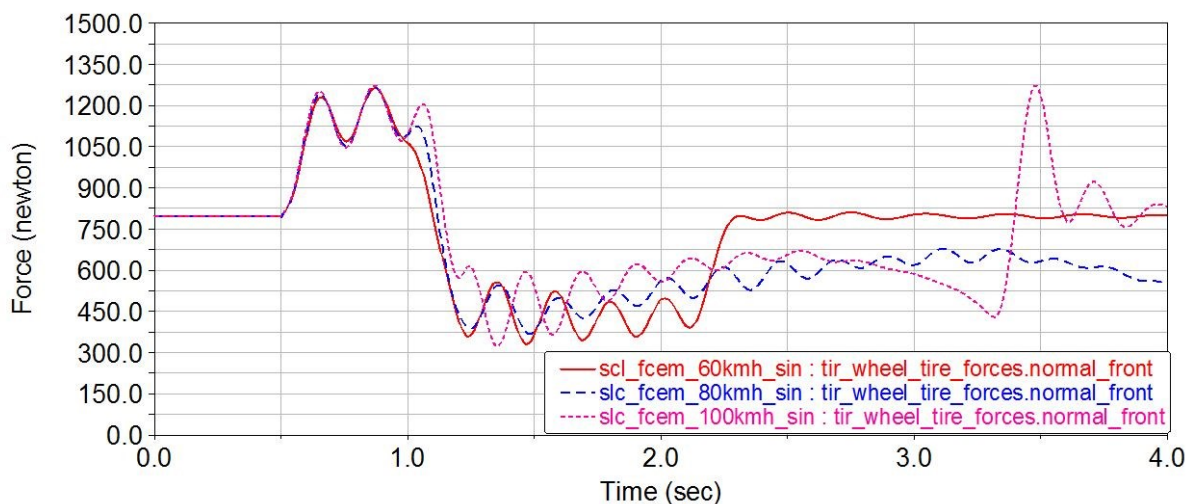
A maior força normal se deu no mesmo instante, possuindo 1315,44 N de magnitude. As Figuras 31 e 32 apresentam os resultados de forças normais nos pneus esquerdo e direito, respectivamente.

Figura 31 – Forças normais no pneu dianteiro esquerdo.



Fonte: Autor (2016).

Figura 32 – Forças normais no pneu dianteiro direito.



Fonte: Autor (2016).

3.2.5. Definição da condição de carga lateral

Das análises dos resultados das simulações de multicorpos, pôde-se observar a variação de forças normais e laterais, atuando sobre o pneu. Entre os resultados,

encontraram-se como maiores valores de forças 1710 N na direção lateral, com sentido voltado para o centro de curva da manobra, e 1480 N na direção vertical, normal ao solo. Estas informações serão então utilizadas como referência para análise estrutural da manga de eixo.

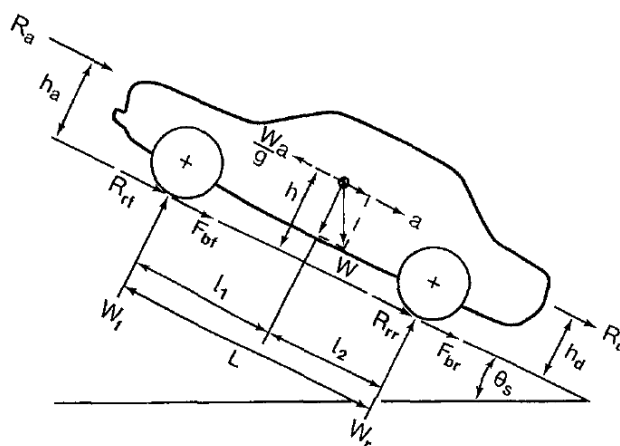
É importante ressaltar que as simulações executadas representam situações extremas de manobra, e pode-se considerar que um veículo FSAE estaria fora do escopo de operação ao executar uma manobra com as características consideradas. Assim, tratam-se os carregamentos como críticos no dimensionamento deste componente.

3.3. Caso de carga em frenagem

Para o caso de carga em frenagem, o processo de estimativa das forças se deu por cálculos analíticos da dinâmica veicular. Deseja-se nestes cálculos determinar a força longitudinal (atrito do pneu necessário para frear o veículo) e a reação normal ao solo no contato pneu pista. Além disso, avalia-se a força necessária para gerar o torque de frenagem no disco, que solicita estruturalmente a manga de eixo na região que possui interface com o sistema.

De acordo com Wong (2001), a equação geral de forças em frenagem pode ser obtida da segunda lei de Newton, desenvolvida na direção longitudinal do veículo, considerando o diagrama de corpo livre, representado pela Figura 33 abaixo.

Figura 33 – Diagrama de corpo livre de um veículo.



Fonte: Wong (2001, p. 267).

Durante a frenagem, ocorre uma transferência de carga do eixo traseiro para o eixo dianteiro. Considerando o equilíbrio de momentos em relação ao contato do pneu traseiro, e que o veículo não possui engate, obtêm-se a Equação 1.

$$W_f = \frac{1}{L} [W l_2 + h \left(\frac{W}{g} a - R_a \pm W \sin \theta_s \right)] \quad (1)$$

Onde:

- W = Peso do veículo;
- W_f = Reação normal no eixo dianteiro;
- L = Distância entre eixos;
- l_2 = Distância do centro de gravidade em relação ao eixo traseiro;
- h = Altura do centro de gravidade em relação ao solo;
- g = Aceleração gravitacional;
- a = Aceleração do centro de gravidade;
- R_a = Resistência aerodinâmica;
- θ_s = Ângulo de aclone;

O valor de l_2/L expressa numericamente a distribuição de massa do veículo no eixo dianteiro, ou seja, 0,49 (49%), contido no Quadro 1.

A Equação 1 pode ser reescrita, negligenciando os termos de arrasto aerodinâmico e resistência ao aclone, dando lugar a Equação 2 no cálculo da reação normal sobre o eixo dianteiro.

$$W_f = W \frac{l_2}{L} + \frac{h}{L} \left(\frac{W}{g} a \right) \quad (2)$$

Desta forma, resolve-se a equação, substituindo os termos pelos dados contidos no Quadro 1, e considerando uma desaceleração de aproximadamente 11,80 m/s² (1,2 g) durante a frenagem, para que se encontre o valor máximo de força normal.

$$W_f = 310 \times 9,81 \times 0,49 + \frac{270}{1630} (310 \times 11,80) = 2096 \text{ N}$$

Segundo Wong (2001), a máxima força de frenagem que o pneu poderá suportar é determinada pela reação normal e pelo coeficiente de adesão do pneu, definido por μ . A definição dá origem a Equação 3, para expressar a força de frenagem máxima no eixo dianteiro. Para resolução, foi considerado coeficiente de aderência de 1,2, comumente utilizado para cálculos de desempenho em frenagem de veículos FSAE, por serem utilizados pneus tipo *slick* (lisos), sem sulcos e de composto macio, aumentando a aderência com o pavimento.

$$F_{fm\acute{a}x} = \mu W_f \quad (3)$$

$$F_{fm\acute{a}x} = 1,2 \times 2096 = 2513,55 \text{ N}$$

É possível determinar através destes valores o torque de frenagem necessário para travar a roda, e consequentemente a força que deve ser desenvolvida na pinça de freio no processo de parada do veículo. Tendo o valor máximo de força de frenagem, se obtêm o torque máximo de frenagem, multiplicando-se o valor pelo raio dinâmico do pneu. A Equação 4 abaixo representa o cálculo do parâmetro, e o valor encontrado para um pneu com raio dinâmico de 271,56 mm. É importante ressaltar que nos cálculos anteriormente desenvolvidos os resultados faziam referência ao eixo dianteiro completo. Logo é necessário dividir este valor pela metade, para encontrar as forças atuando sobre uma única roda.

$$T_{m\acute{a}x} = \frac{F_{fm\acute{a}x}}{2} r_d \quad (4)$$

$$T_{m\acute{a}x} = 1256,775 \times 0,27156 = 341,3 \text{ N.m}$$

Sobre este valor, foi adicionado um acréscimo de torque, pois os cálculos até agora desenvolvidos desconsideram a inércia rotacional do conjunto de rodas. Na ausência destes dados, assumiu-se um torque máximo de 370 N.m para prosseguir a análise.

Para que seja possível o travamento da roda no processo de frenagem é necessário que seja fornecido a mesma quantidade de torque no sentido oposto pelo sistema de freio. Ou seja, a força de atrito no contato do disco de freio com o material de fricção da pinça, multiplicado pela distância da atuação da força em relação ao centro de rotação do disco, deve ser igual a 370 N.m.

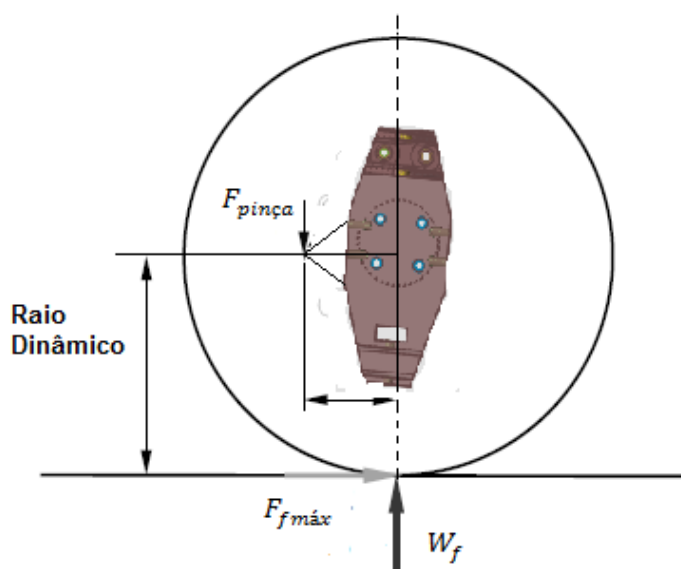
O disco de freio utilizado no projeto do sistema possui 220 mm de diâmetro, e assim foi considerado um raio de 100 mm como centro de atuação da força de atrito.

$$T_{\text{máx}} = F_{\text{pinça}} r_{\text{efetivo disco}} \quad (5)$$

$$F_{\text{pinça}} = \frac{370}{0,100} = 3700 \text{ N}$$

Por fim, encontrou-se a intensidade da força necessária para o travamento da roda. Esta força atua na direção tangente ao disco de freio. Na Figura 34 pode ser observado com mais detalhes, como as forças atuam no conjunto no caso de frenagem.

Figura 34 – Ação das forças no caso de frenagem.



Fonte: Autor (2016).

3.4. Modelo de elementos finitos para otimização topológica e análise estrutural

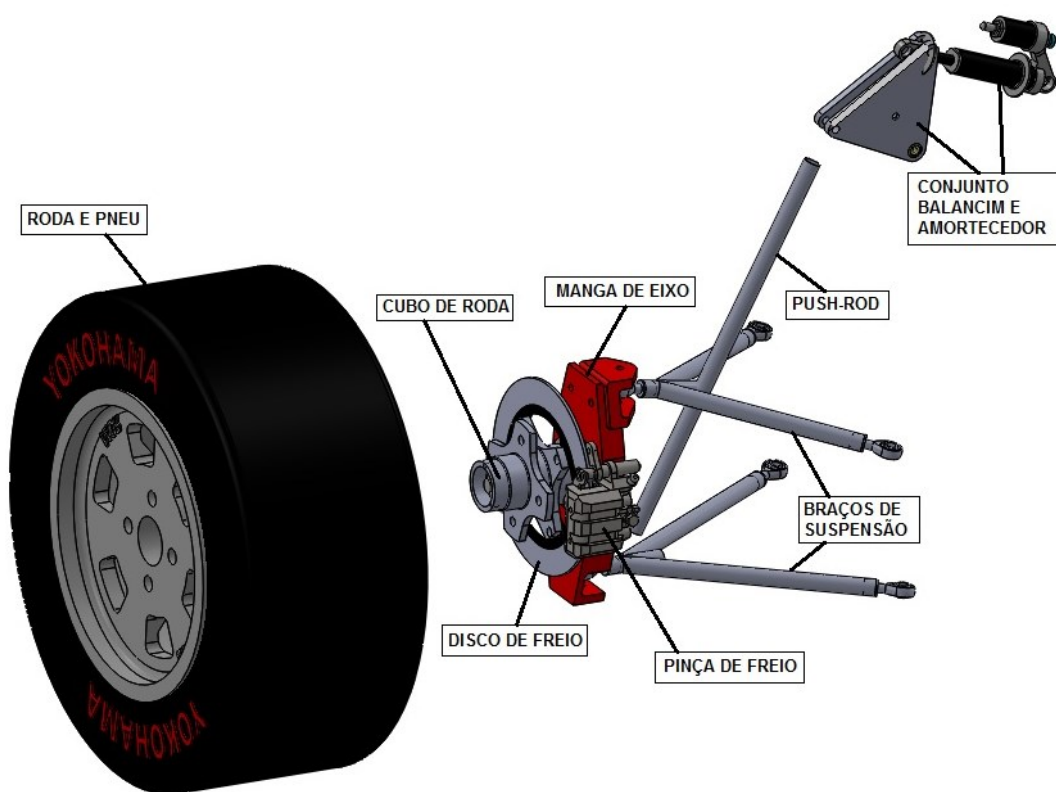
O modelo de elementos finitos condiciona a otimização topológica e cálculo numérico de tensões e deformações sobre a manga de eixo. Este deve representar uma perspectiva do modelo real, para que se atinjam valores confiáveis, que possam ser utilizados como referencial de validação da análise do componente.

Durante a operação do sistema, as forças originadas no contato do pneu com o solo, são transmitidas através dos componentes estruturais para o conjunto de amortecedor e mola, de maneira que isole essas da carroceria.

Em caso crítico, a energia pode não ser absorvida pela suspensão, e irá solicitar as estruturas intermediárias do sistema. Desta forma, a manga de eixo é uma dos componentes que deve suportar estas cargas.

Avaliou-se o conjunto montado da suspensão dianteira no lado esquerdo do veículo, representada pela Figura 35. Os elementos que compõe o conjunto estão indicados na primeira figura apresentada abaixo.

Figura 35 – Montagem da suspensão dianteira esquerda, vista isométrica.



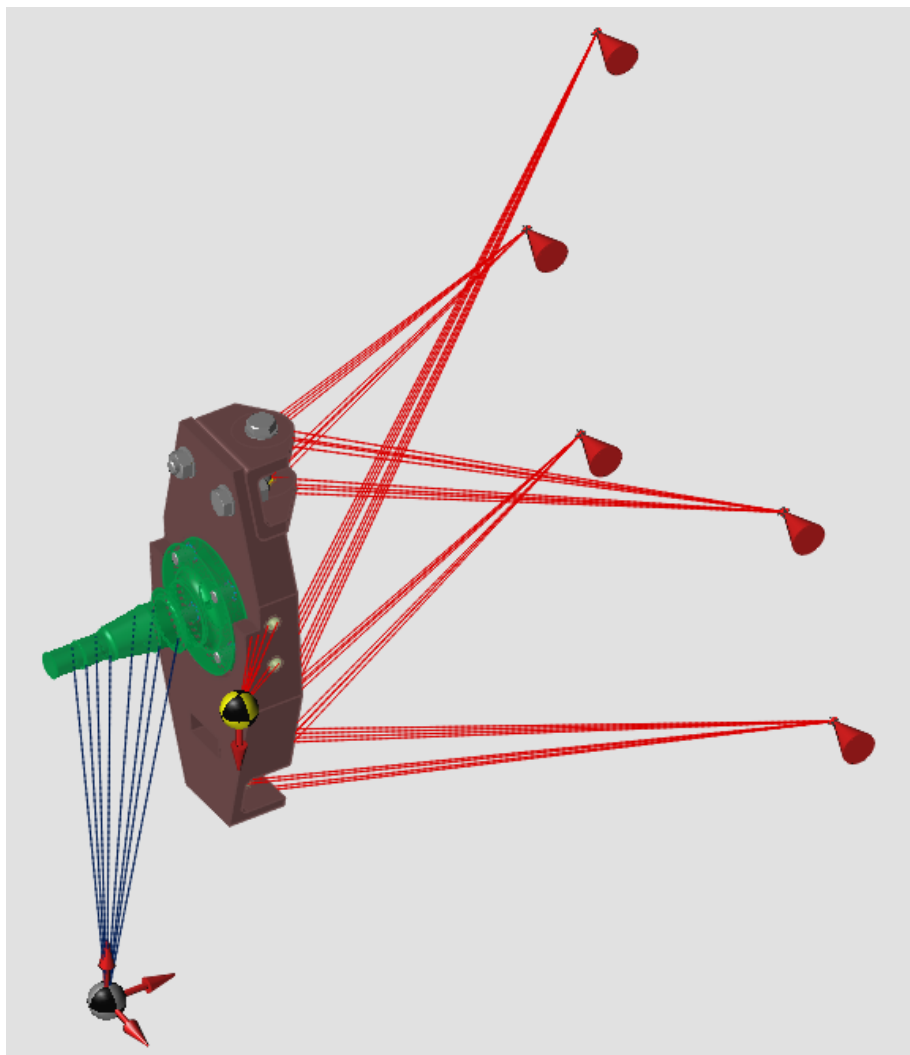
Fonte: Autor (2016).

Neste conjunto, a roda e o pneu são conectados ao cubo de roda através de parafusos. O cubo de roda é o elemento que permite a rotação das rodas, que se dá pelo apoio através de rolamentos sobre o componente denominado ponta de eixo. A ponta de eixo, por sua vez é conectada a manga de eixo através de parafusos.

A partir da geometria apresentada, foi realizada a modelagem do sistema no *Software Inspire 2016*, considerando algumas hipóteses para representa-lo de forma

simplificada e que dê foco à análise da manga de eixo. A Figura 36 apresenta o modelo de referência nas análises de otimização topológica e estrutural estática.

Figura 36 – Modelo de elementos finitos no *software Inspire 2016*.



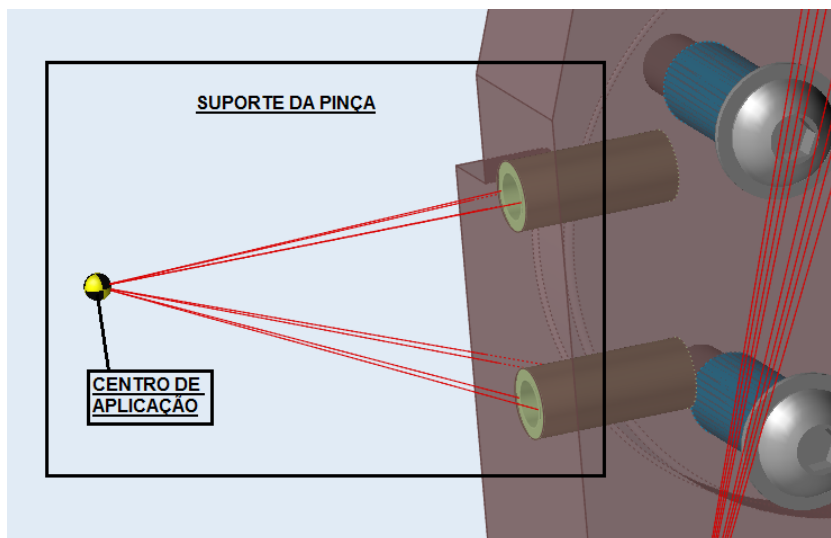
Fonte: Autor (2016).

A roda, pneu e cubo de roda foram negligenciados no modelo, substituídos por um centro de massa localizado na coordenada onde há contato do pneu com o solo. Esta estratégia é realizada apenas para posicionar o ponto de aplicação das forças, e não representar a massa dos componentes negligenciados.

Este centro de massa é conectado à ponta de eixo, através de uma conexão rígida, representadas pelas linhas azuis na Figura 36, na região onde há contato com as pistas do rolamento do cubo de roda. Desta forma, assume-se que não haverá deformação dos componentes intermediários, e toda a carga irá ser

transmitida à ponta de eixo, e conseqüentemente à manga de eixo. A mesma estratégia é realizada para representar a força que atua na pinça de freio, como demonstra a Figura 37.

Figura 37 – Centro de aplicação da força para o torque de frenagem.



Fonte: Autor (2016).

A ponta de eixo é conectada por um recurso de fixação por parafuso, contido no *software*, de modo a representar melhor os fenômenos físicos que ocorrem nesta junção. O mesmo recurso foi utilizado no acoplamento do apêndice da manga de eixo, que será conectado ao terminal do braço de suspensão. Em ambos os casos, não há pré-carga na fixação.

As condições de contorno do problema foram aplicadas nas coordenadas geométricas dos terminais da suspensão, que ligam o sistema à carroceria. Neste tipo de restrição, os graus de liberdade de rotação devem ser livres, e os de translação retidos. As condições de contorno são representadas por “cones” vermelhos na Figura 36.

Estes terminais e as condições de contorno também foram conectados às mangas de eixo por conexões rígidas (linhas vermelhas), eliminando a flexibilidade dos braços de suspensão da análise.

Através das análises das seções anteriores, obtiveram-se valores máximos de força para os casos de aceleração lateral (curva) e frenagem. Estes valores estão compilados no Quadro 2 a seguir, junto à direção e sentido do vetor, bem como o local de aplicação. Para representação do vetor utiliza-se o sistema de coordenadas

cartesianas referentes ao veículo, onde X é a direção longitudinal apontada para frente, Y é a lateral a pontada para direita e Z é vertical normal ao solo.

Quadro 2 – Casos de Carga para análise estrutural.

CASO DE CARGA EM CURVA			
LOCAIS DE APLICAÇÃO	X (LONGITUDINAL)	Y (LATERAL DIREITA)	Z (VERTICAL)
CENTRO DE MASSA PNEU SOLO	0	1710	1480
CASO DE CARGA EM FRENAGEM			
LOCAIS DE APLICAÇÃO	X (LONGITUDINAL)	Y (LATERAL DIREITA)	Z (VERTICAL)
CENTRO DE MASSA PNEU SOLO	-1257	0	1048
CENTRO DE MASSA PINÇA DE FREIO	0	0	-3700

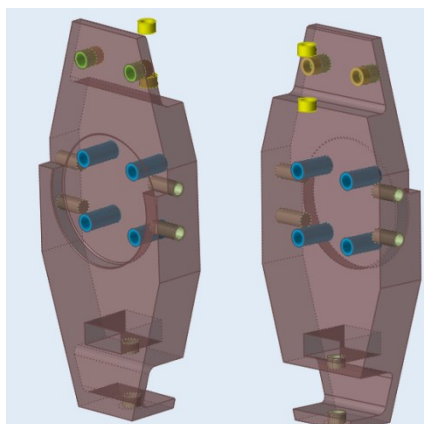
Fonte: Autor (2016).

No *software Inspire 2016*, estes casos de carga são tratados separadamente, e o cálculo de otimização topológica é realizado através da comparação entre um caso e outro, resultando na melhor forma que atenda o compromisso entre os dois.

Os componentes alvos da geração da malha de elementos finitos foram a manga de eixo e ponta de eixo, visto que a segunda era necessária no modelo, para melhor representar o sistema físico. Porém, para o processo de otimização topológica, definiu-se apenas a manga de eixo como escopo de projeto.

As regiões da manga de eixo, que fazem conexão com componentes adjacentes do conjunto de roda, foram evidenciadas no modelo e retiradas do espaço de projeto da otimização, visto que estas não devem ser alteradas. A Figura 38 ilustra as regiões em questão, destacadas pelas cores azul, verde e amarela.

Figura 38 – Definição de regiões que não devem ser otimizadas.



Fonte: Autor (2016).

Utilizou-se o elemento tetraédrico de segunda ordem, padrão do software, pois este se adequa melhor a geometria complexa, e expressa bons resultados. O tamanho máximo do elemento foi de 1 mm para garantir o refinamento, e extrair efeitos locais de tensão.

O material escolhido para a manga de eixo foi o ferro fundido nodular ISO 1083/JS/500 – 10, com 3,85% de silício, pois tem se mostrado uma excelente alternativa para produtos do sistema de suspensão. De acordo com Farias e Oliveira (2010), isto se dá pela homogeneidade das propriedades mecânicas, nas diferentes regiões de uma peça fundida, além de alta resistência mecânica e aumento do alongamento.

Os dados de material utilizados no modelo de elementos finitos são apresentados no Quadro 3 a seguir.

Quadro 3 – Dados do material no modelo FEM.

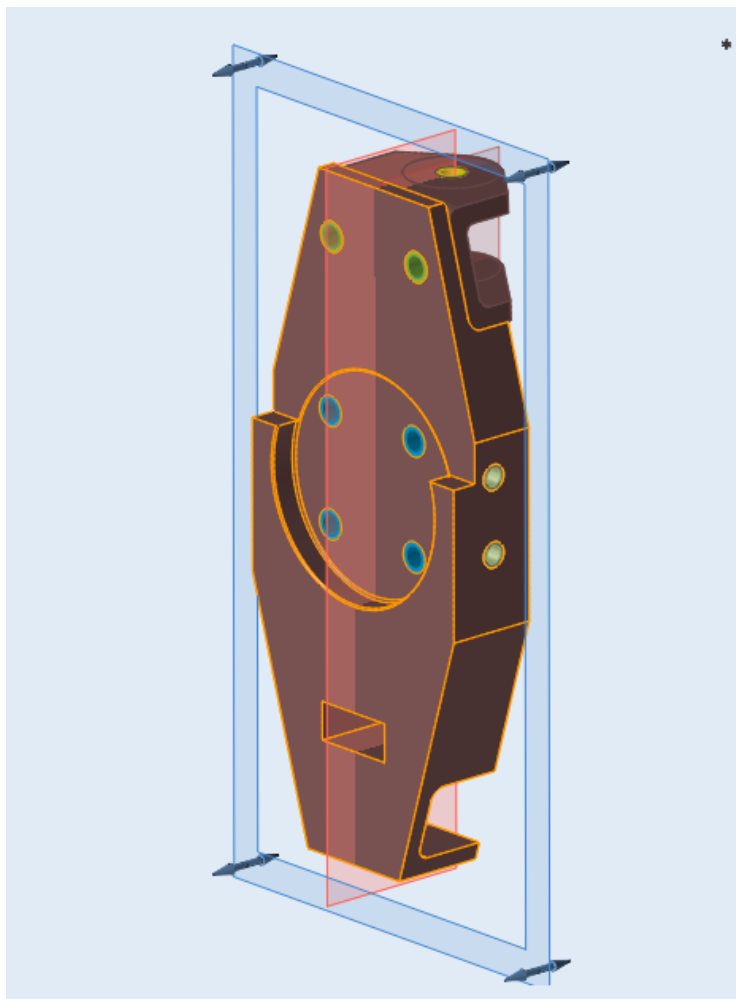
DADOS DE ENTRADA DE MATERIAL - MODELO FEM		
COMPONENTE	PONTA DE EIXO	MANGA DE EIXO
MATERIAL	SAE 1045 FORJADO	ISO 1083/JS/500-10 ALTO SILÍCIO
MÓDULO DE ELASTICIDADE	200 GPa	170 GPa
COEFICIENTE DE POISSON	0,29	0,28
DENSIDADE	$7,85 \times 10^9 \text{ ton/mm}^3$	$8,00 \times 10^9 \text{ ton/mm}^3$
TENSÃO DE ESCOAMENTO	380 MPa	450 MPa

Fonte: Autor (2016).

É necessário configurar a forma como é realizada a retirada de material na otimização topológica. O *software* possui um recurso de controle de forma, que é baseado no tipo de processo de fabricação que é utilizado na concepção da peça. Através dos resultados que serão apresentados na próxima seção, mostraram-se duas alternativas para o processo de fabricação, a fundição e a usinagem.

No modelo de otimização topológica, definiu-se o controle de forma por simetria em relação ao plano médio da peça, e com abertura de ferramenta dupla, desta forma, ambos os processos de fabricação poderiam ser representados na otimização. A Figura 39 abaixo apresenta os controles de forma por simetria (plano vermelho na direção lateral) e de extração de ferramenta dupla (plano azul na direção longitudinal).

Figura 39 – Controle de forma da otimização topológica para fundição.



Fonte: Autor (2016).

Assim, processo de iteração e retirada de material resultará em uma peça que se mantenha simétrica em relação ao plano vermelho, e tentará aproximar a geometria da peça otimizada a um conceito em que se possam extrair ferramentas dos dois lados do plano representado pela cor azul.

4. RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

As simulações desenvolvidas foram todas elástico-lineares, ou seja, a tensão e deformação do modelo segue uma função linear, com inclinação constante igual ao módulo de elasticidade. Das simulações desenvolvidas, são apresentados três resultados, para cada caso de carga. Os resultados são:

- A forma geométrica otimizada da peça, representando a otimização topológica
- A tensão equivalente de *von Mises*, que verifica o comportamento mecânico da geometria otimizada;
- O deslocamento dos nós da malha, para verificação da rigidez mecânica da peça;

Após a análise da geometria otimizada, esta é utilizada como base na criação de uma peça adequada ao processo de fabricação. A peça resultante é submetida a uma análise estrutural estática de conferência, utilizando o critério de falha estática da teoria da energia de distorção de *von Mises-Hencky*, pois o material apresenta valores de alongamento acima de 5%, caracterizando o material como dúctil (NORTON, 2011).

Neste critério utiliza-se da tensão equivalente de von Mises, “definida como a tensão de tração uniaxial que criaria a mesma energia de distorção que é criada pela combinação atual das tensões aplicadas” (NORTON, 2011, p.249). Esta definição é utilizada com frequência na avaliação de situações de carga combinadas. Sua definição é apresentada para o estado tridimensional de tensões pela Equação 6:

$$\sigma_{von\ Mises} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \quad (6)$$

As variáveis σ_1 , σ_2 e σ_3 representam as tensões principais encontradas. No caso do software, a formulação é calculada internamente, e a tensão de von Mises é dada como resultado da simulação.

Por fim, avalia-se o fator de segurança do critério de falha, definido pela equação 7 abaixo, que será o principal parâmetro de decisão sobre a integridade da peça.

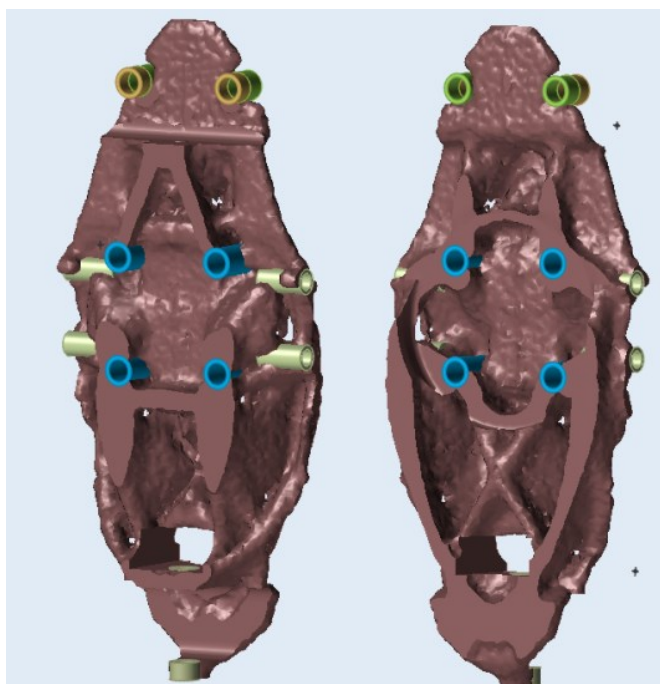
$$N = \frac{S_y}{\sigma_{von\ Mises}} \quad (7)$$

A variável S_y é a tensão de escoamento do material, que em todos os casos de estudo foram no valor de 450 MPa, referente ao ISO 1083/JS/500 – 10 alto silício.

4.1. Otimização topológica da geometria inicial

A geometria resultante da simulação de otimização topológica é apresentada na Figura 40 abaixo.

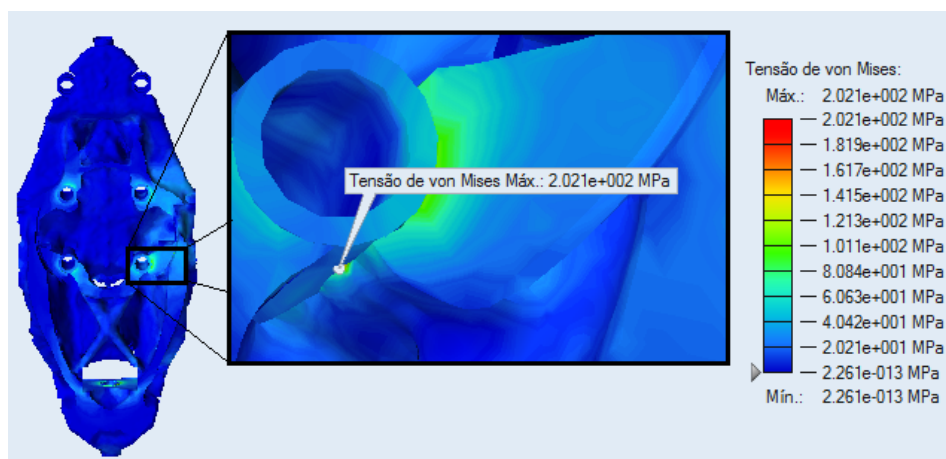
Figura 40 – Forma da otimização topológica.



Fonte: Autor (2016).

Para esta geometria otimizada, extraíram-se os resultados de tensão de von Mises e deslocamento dos nós para o caso de carga em frenagem, apresentadas pelas Figuras 41 e 42.

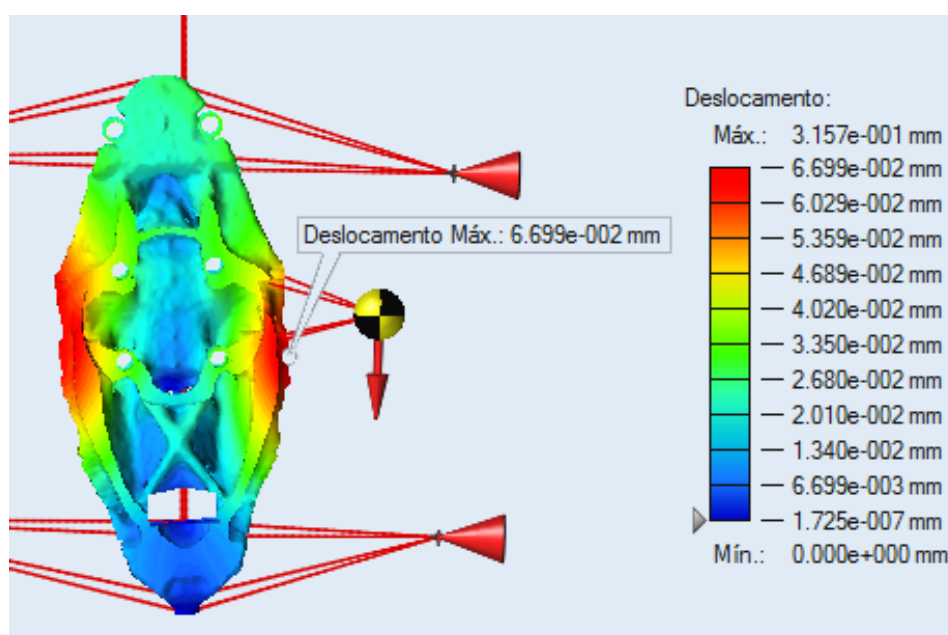
Figura 41 – Tensão de von Mises para o caso de carga em frenagem.



Fonte: Autor (2016).

O maior valor de tensão de von Mises encontrado na geometria foi de 202,1 MPa, próximo a região dos furos. Embora o gradiente de cores apresente que esta região é onde se concentram os maiores valores, o coeficiente de segurança mínimo encontrado, seguindo o critério de falha estático de von Mises-Hencky, foi 2,24, atendendo aos requisitos de resistência mecânica. A tensão de escoamento do material para o cálculo do fator de segurança está contida no Quadro 3 da seção anterior, com o valor de 450 MPa.

Figura 42 – Deslocamento dos nós para o caso de carga em frenagem.

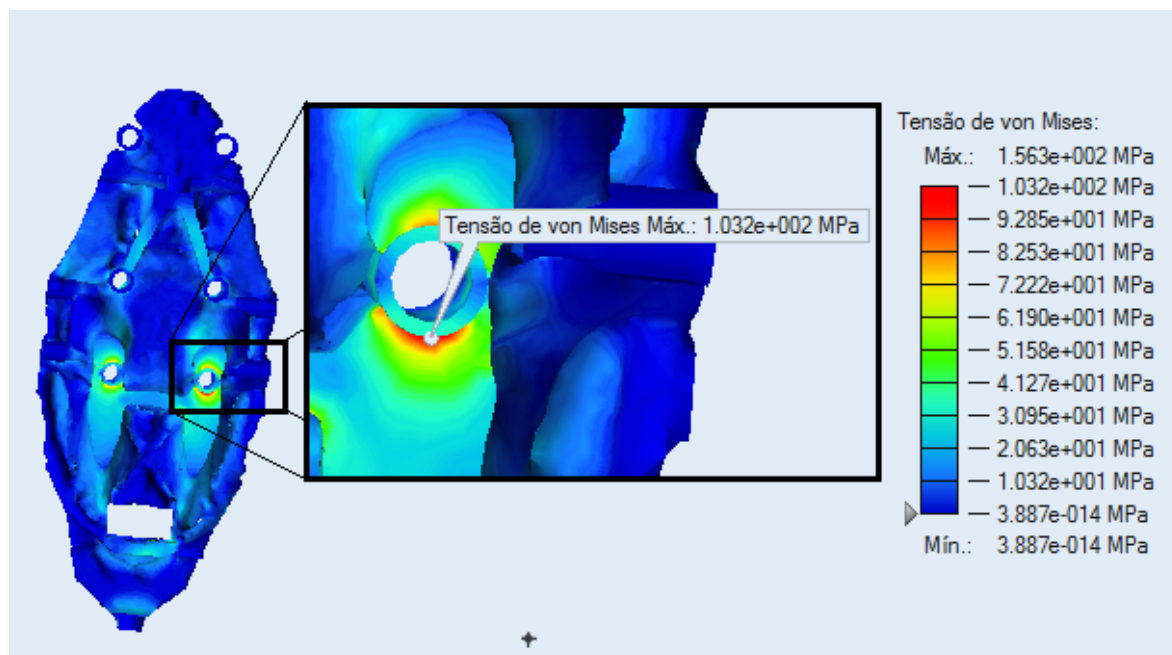


Fonte: Autor (2016).

Na Figura 42 foi apresentado que a região de acoplamento das pinças foi a que sofreu maior deslocamento. A forma da peça deformada apresentou que esta sofre torção durante o caso de frenagem, mas a magnitude foi extremamente baixa, onde o valor máximo ficou em 0,067 mm.

A Figura 43 apresenta o resultado de tensão equivalente de *von Mises* para o caso de carga lateral.

Figura 43 – Tensões de von Mises para o caso de carga lateral.

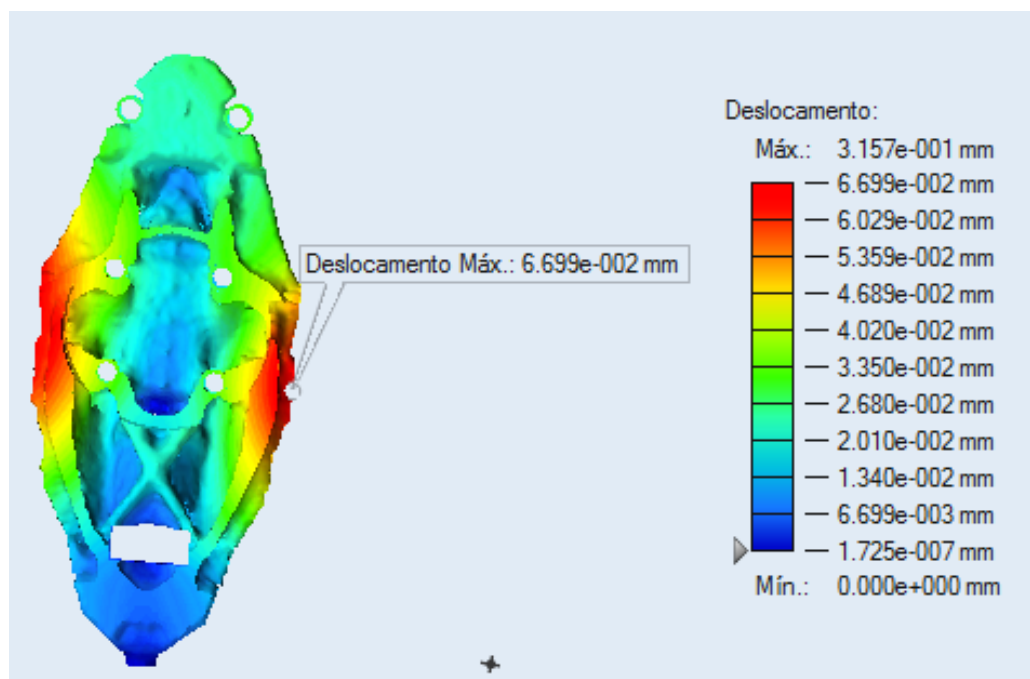


Fonte: Autor (2016).

As tensões se mostraram mais distribuídas no caso da força lateral, porém sua magnitude foi menor, atingindo 103,2 MPa como maior valor de tensão equivalente de *von Mises*. A região de maior solicitação também foi próximo aos furos, mas na face oposta a do caso de frenagem. Isto se deve pela flexão que ocorre quando a carga “empurra” a peça no sentido interior do veículo. O valor de coeficiente de segurança para o critério de falha foi de 4,4, se mostrando muito alto, mesmo para uma manobra crítica para o veículo.

O maior valor de deslocamento dos nós também se mostrou baixo, estando na ordem de 0,04 mm de máximo na peça. A Figura 44 a seguir mostra o contorno de deslocamento dos nós para o caso de carga lateral.

Figura 44 – Deslocamento dos nós para o caso de carga lateral.



Fonte: Autor (2016).

4.2. Projeto preliminar da peça

Após o atendimento dos requisitos estruturais na geometria otimizada, desenvolveu-se o primeiro modelo de peça. Para este projeto, desejou-se que a sua fabricação fosse por processo de fundição. Logo, o modelo geométrico deveria incorporar as premissas e recomendações para projeto de peças fundidas.

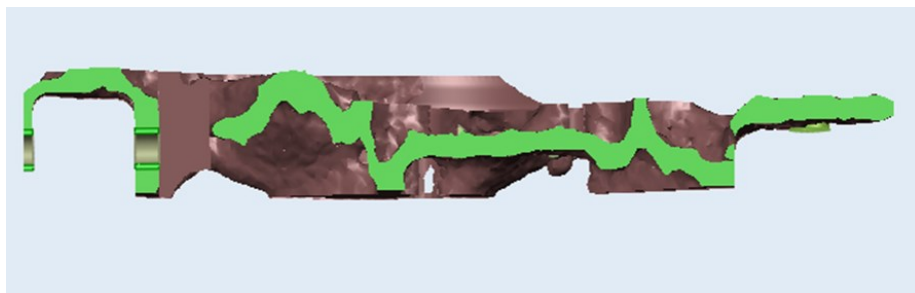
Os principais requisitos que serviram de base para o projeto da manga de eixo por fundição foram:

- Espessura mínima da peça: 7 mm
- Não possuir cantos vivos;
- Evitar variações abruptas de seção
- Possuir ângulo de saída do molde em 1°;

Foi realizado um *benchmarking* de componentes estruturais fabricados pelo processo de fundição. O aspecto geométrico que estas peças apresentam serviu de referência para a criação da concepção da manga de eixo.

A geometria resultante da otimização apresentou a seção bem irregular, apresentando variações abruptas, como pode ser visualizada na Figura 45, de forma que a massa do componente sofra redução, mas se mantenha rígido.

Figura 45 – Seção no plano médio da geometria.

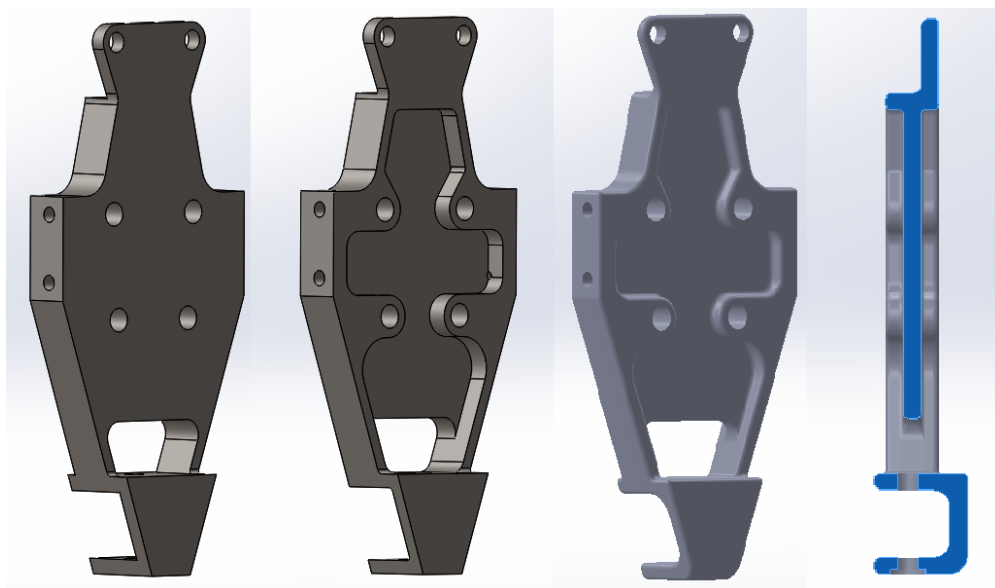


Fonte: Autor (2016).

Adotou-se a estratégia de manter a seção uniforme e reta. Para que a peça continuasse rígida, os alívios foram dados em forma de “rebaixos”, de forma que resultassem em nervuras para aumento da rigidez na peça.

Da consideração aos requisitos e a geometria otimizada topologicamente no *Inspire 2016*, obteve-se o modelo da manga de eixo por processo de fundição, representada pela Figura 46.

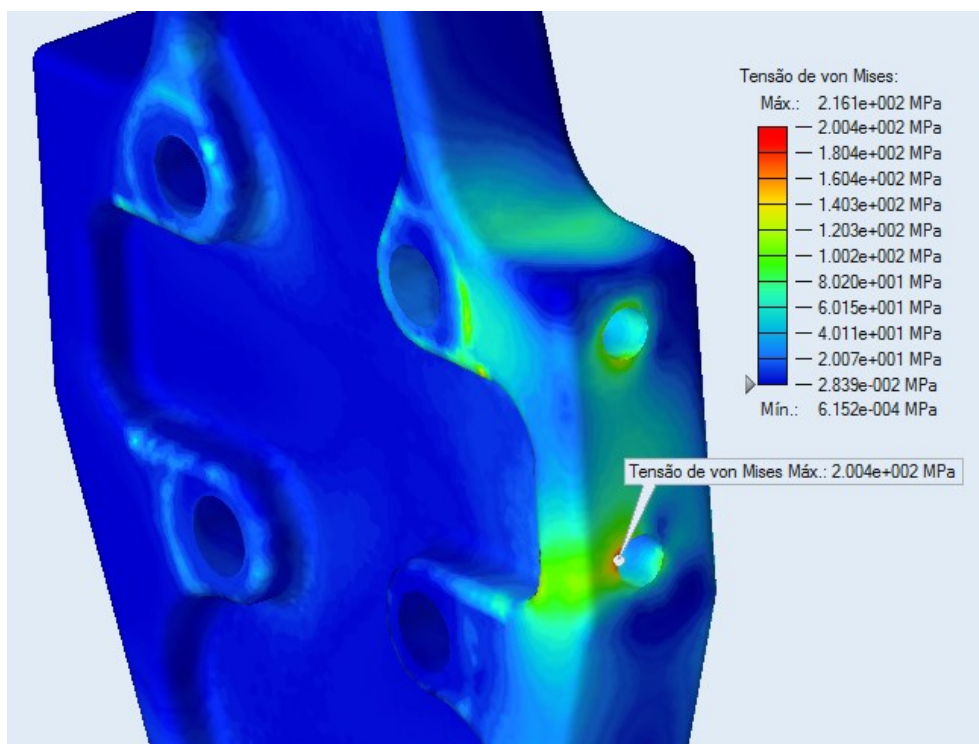
Figura 46 – Desenvolvimento do modelo da manga de eixo fundida.



Fonte: Autor (2016).

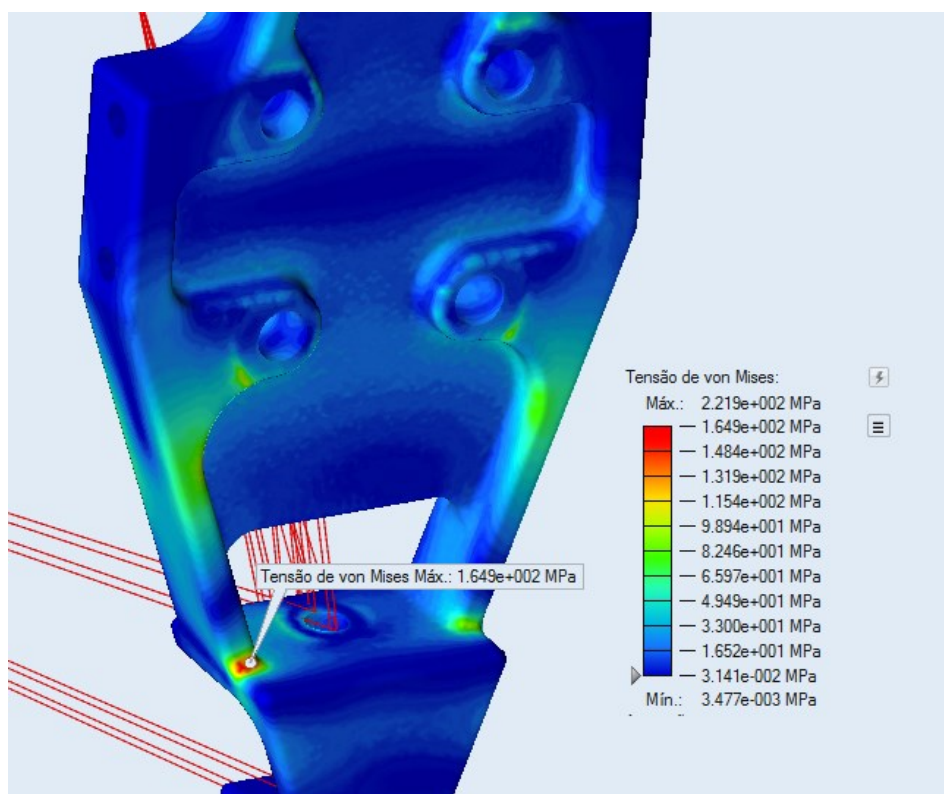
Após a geração da geometria foi realizada a simulação estrutural de validação. As Figuras 47 e 48 apresentam os resultados de tensão de von Mises para os casos de carga em frenagem e lateral, respectivamente.

Figura 47 – Tensões de von Mises na peça fundida, caso de carga em frenagem.



Fonte: Autor (2016).

Figura 48 – Tensões de von Mises na peça fundida, caso de carga lateral.



Fonte: Autor (2016).

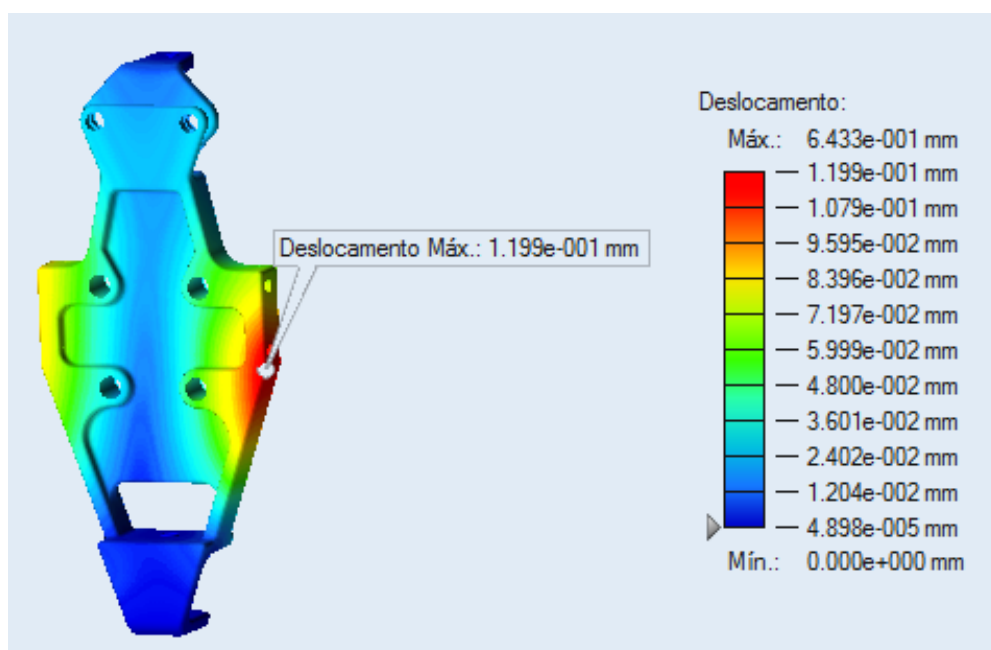
Apesar da região dos furos de acoplamento da ponta de eixo ainda apresentarem um gradiente de tensões diferentes da maior parte do componente, os valores máximos de tensão equivalente de von Mises na peça não se concentraram mais nestas regiões.

Para o caso de carga em frenagem, o maior valor se localizou no furo inferior do suporte da pinça de freio, com a magnitude de 200,4 MPa. No caso de carga lateral, o maior valor também teve a sua localização alterada, sendo na raiz da nervura que suporta o acoplamento inferior da manga de eixo, com o valor de 164,9 MPa.

Mesmo com alteração do comportamento mecânico do componente, a estrutura ainda se manteve resistente, atingindo 2,2 de fator de segurança mínimo. Esta informação valida o componente quanto ao requisito de resistência mecânica.

As Figuras 49 e 50 mostram o deslocamento dos nós na peça analisada.

Figura 49 – Deslocamento dos nós na peça fundida, caso de carga em frenagem.

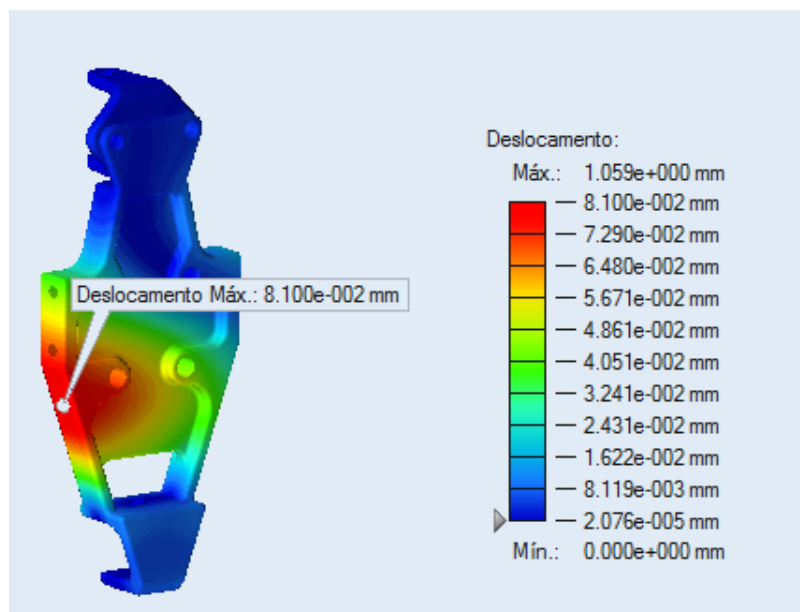


Fonte: Autor (2016).

O comportamento de torção do componente se manteve no caso em frenagem, mas o deslocamento na região que acopla a pinça de freio se mostrou mais intensa, atingindo o valor máximo de 0,19 mm. Houve um aumento na ordem de grandeza do resultado de deslocamento, porém o valor continua baixo comparado a criticidade da carga e sua operação. Uma provável causa da diminuição da rigidez é a ausência de nervuras que atravessassem o meio da peça. Estas nervuras foram evitadas para que o modelo se adequasse com mais facilidade

ao processo de fundição, assumindo que as variações de seção e aumento de nervuras dificultaria o vazamento e o processo de desmoldagem.

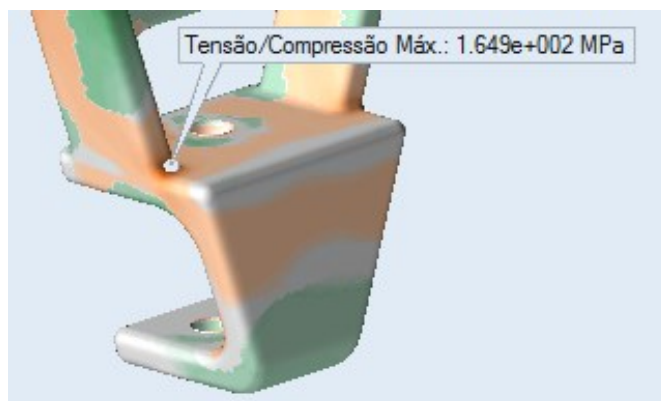
Figura 50 – Deslocamento dos nós para peça fundida, caso de carga lateral.



Fonte: Autor (2016).

Para o caso de carga lateral, o deslocamento também foi intensificado, dobrando o seu valor para 0,081 mm. Porém, o deslocamento é insignificante em nível de operação do componente. A forma distorcida da peça sobre este carregamento apresenta a causa do valor máximo de tensão encontrado na região da raiz da nervura, pois praticamente inexistente deslocamento do acoplamento inferior da manga, e assim a região é tracionada, como pode ser observado com detalhe na Figura 51, onde as regiões na cor verde representam a compressão, e as alaranjadas representam a tração.

Figura 51 – Tensão de tração na peça fundida, caso de carga lateral.



Fonte: Autor (2016).

4.3. Considerações sobre o resultado da manga de eixo fundida

Os resultados apresentados mostraram que a geometria pode ser validada de acordo com os requisitos estruturais. Porém alguns pontos foram considerados como complemento a análise.

As limitações de projeto inerentes ao processo de fundição fizeram com que todo o potencial de otimização não pudesse ser aproveitado. A geometria resultante da otimização topológica apresentava seções com menos de 7 mm e com variações muito abruptas e irregulares, como pôde ser visto na Figura 45.

Ainda assim, houve ganho significativo na redução de massa da peça, sendo que o modelo da peça fundida atingiu 1,584 kg de massa, calculados pelo software, representando uma redução de aproximadamente 69% da massa do modelo inicial (5,094 kg) e de 34% em relação ao projeto anterior.

Além das limitações de projeto de peças fundidas, o método de fabricação se tornaria custoso e oneroso para desenvolver uma quantia ao nível de protótipo. Seria necessária a fabricação de um “contra molde”, desenvolvido em plástico por prototipagem rápida. Este formaria a cavidade no molde de areia, onde o ferro seria vasado, dando origem à peça bruta, que ainda passaria por processo de acabamento por usinagem. O processo seria demorado para o escopo da competição, e o contra molde prototipado não teria seu valor diluído em volume, pois poucas peças seriam produzidas.

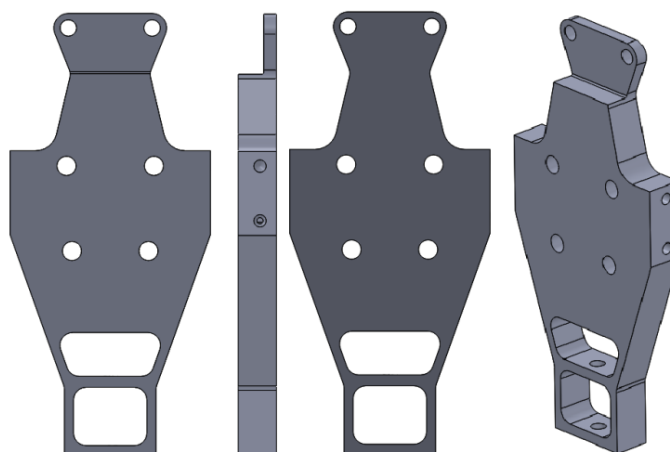
Considerando estas informações, uma nova simulação de otimização foi realizada, desta vez considerando o processo de fabricação por usinagem.

4.4. Modelo de otimização para peça usinada e resultados.

Visto que o componente desenvolvido para fundição apresentou um comportamento estrutural adequado às solicitações do sistema de suspensão, tomou-se como base esta geometria para o modelo da nova otimização topológica.

Para que fosse facilitado o processo de usinagem, e que houvesse menos deposição de cavaco para conceber o componente, alterou-se a forma do acoplamento inferior da manga de eixo. A Figura 52 apresenta o modelo para segunda otimização topológica.

Figura 52 – Modelo para otimização topológica para processo de usinagem.

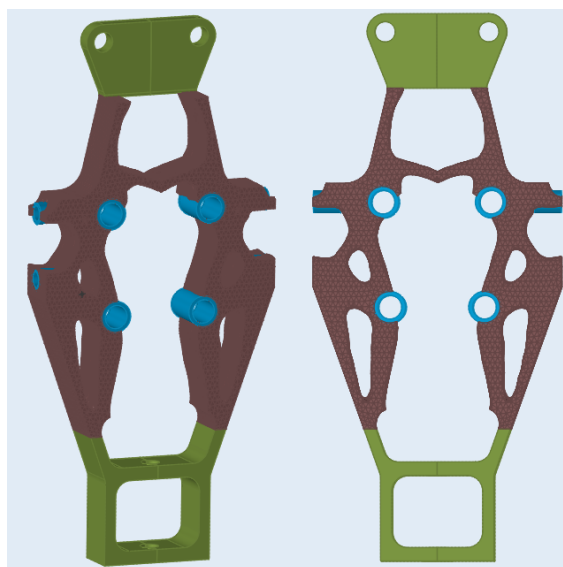


Fonte: Autor (2016).

As condições de contorno, carregamentos, material, definições de malha e controle de forma se mantiveram para o segundo modelo. Porém, as regiões de otimização se concentraram na parte central da peça, excluindo do espaço de projeto os acoplamentos superiores e inferiores da manga de eixo. Esta estratégia foi tomada para reduzir o custo computacional, e foi fundamentada pelos resultados obtidos da simulação estrutural do modelo fundido, sendo que estas regiões de interface não necessitariam de melhoria em sua estrutura.

Da simulação de otimização topológica, obteve-se a geometria apresentada pela Figura 53.

Figura 53 – Geometria otimizada para manga de eixo usinada.



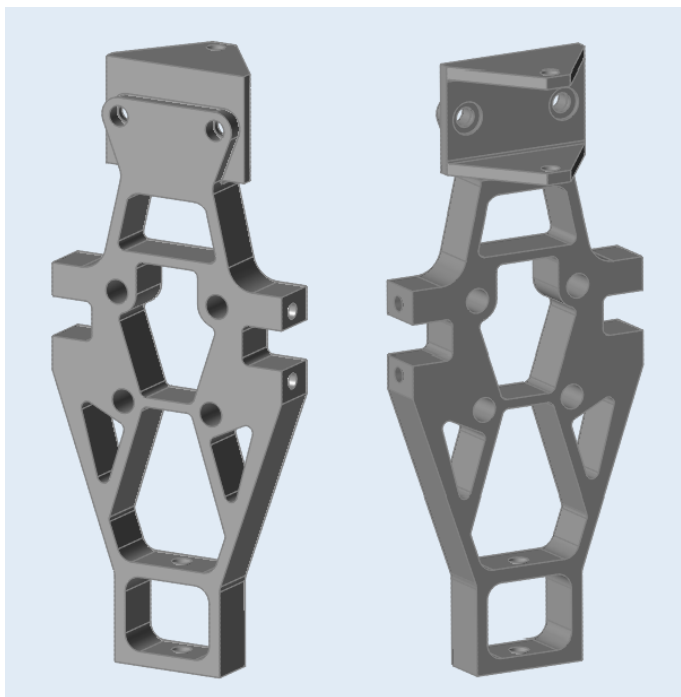
Fonte: Autor (2016).

Da mesma maneira que o modelo de manga de eixo por fundição, a nova geometria incorporou aspectos de projeto de peças usinadas. Considerou-se que:

- A geometria deve ser fabricável em uma máquina de usinagem CNC de três eixos;
- A peça deveria possuir geometria simplificada, para que não houvesse necessidade de muitas mudanças de orientação do *blank* na máquina;
- Padronizar as cotas de circunferência, para que minimizasse a necessidade de trocas de ferramenta de corte;

A geometria da manga de eixo adequada ao processo de usinagem é ilustrada pela Figura 54 abaixo.

Figura 54 – Manga de eixo por processo de usinagem.

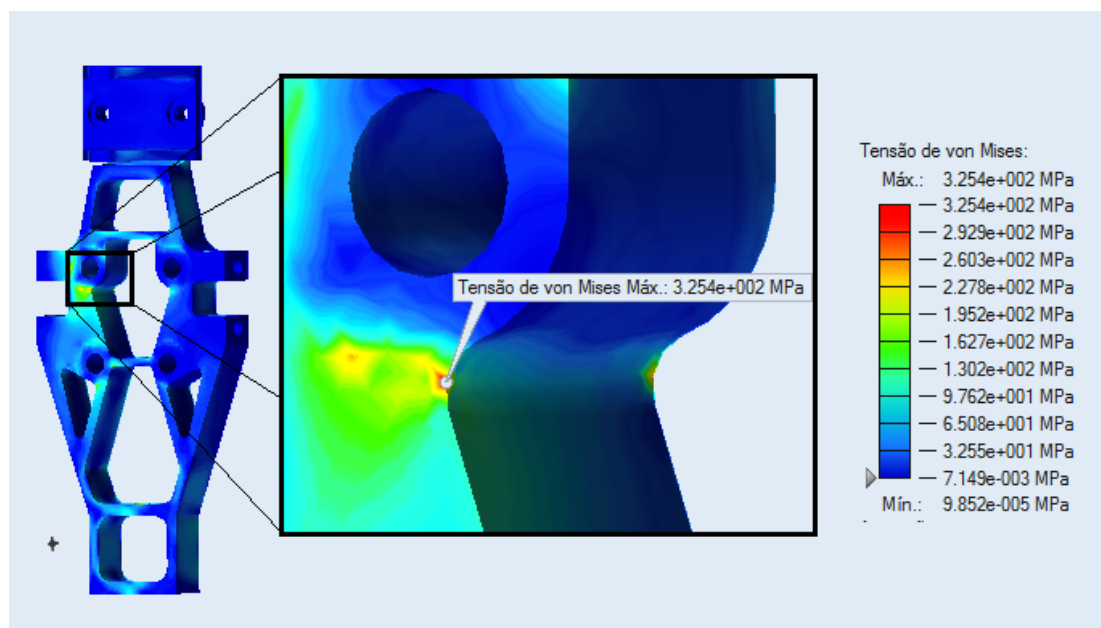


Fonte: Autor (2016).

Os critérios avaliados foram os mesmos para análises anteriores. A Figura 55 mostra o local onde se encontraram os maiores gradientes de tensões equivalentes de von Mises, para os casos de carga em frenagem.

O maior valor de tensão de von Mises encontrado no caso de carga em frenagem seguiu o comportamento de análises anteriores, localizando-se próximo aos furos que acoplam a ponta de eixo, sendo de 325,4 MPa. Os requisitos de projeto para peça usinada deram origem a cantos vivos, ausentes na versão fundida, que atuam como concentradores de tensão, justificando o aumento do valor e a sua localização.

Figura 55 – Tensões de von Mises na peça usinada, caso de carga em frenagem.



Fonte: Autor

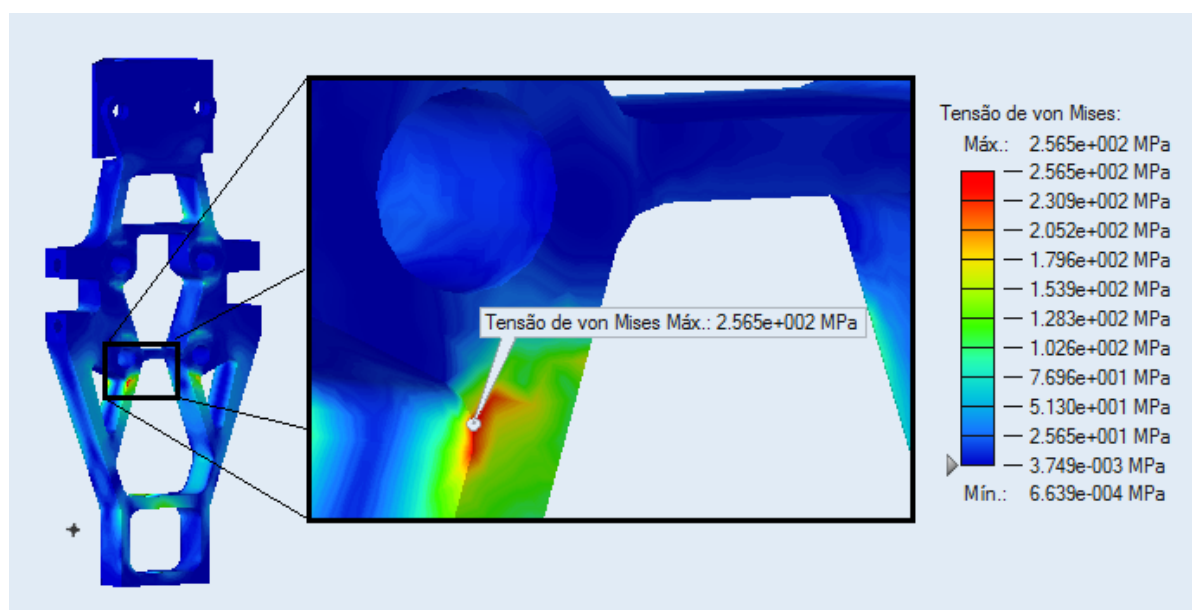
Embora a tensão sobre a peça tenha aumentado, o valor máximo continua abaixo do limite de escoamento do material, proporcionando um fator de segurança em 1,4 para o caso de carga em frenagem.

Avaliando a forma distorcida da peça constata-se a continuidade do comportamento de torção da peça, verificando-se que a região de máxima tensão está sobre tração. Portanto, para uma grande quantidade de ciclos, a peça poderá apresentar falha por fadiga nesta região. Mas se tratando do veículo de competição FSAE, o ciclo de vida da peça é muito curto, não se fazendo necessária a conferência para este critério.

Para o caso de carga lateral o máximo valor de tensão von Mises encontrado foi de 256,5 MPa. A Figura 56 apresenta o gradiente de tensão na peça usinada. A localização deste valor também se mostrou próximo aos furos, no canto vivo de uma nervura. Este valor se repete no lado oposto da nervura, evidenciando o efeito da flexão.

Novamente a característica geométrica da peça usinada intensificou o valor de tensão, mas o fator de segurança mínimo encontrado para este caso foi de 1,8, não ameaçando a integridade estrutural do componente.

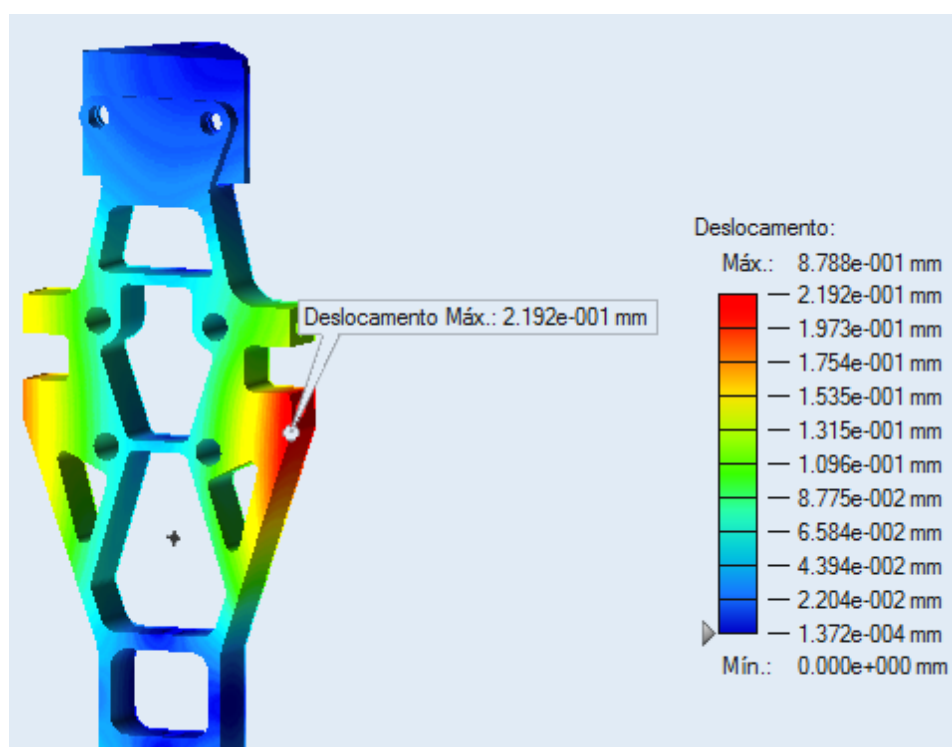
Figura 56 – Tensões de von Mises na peça usinada, caso de carga lateral.



Fonte: Autor (2016).

As Figuras 57 e 58 apresentam o deslocamento dos nós da malha para os casos de carga em frenagem e lateral, respectivamente.

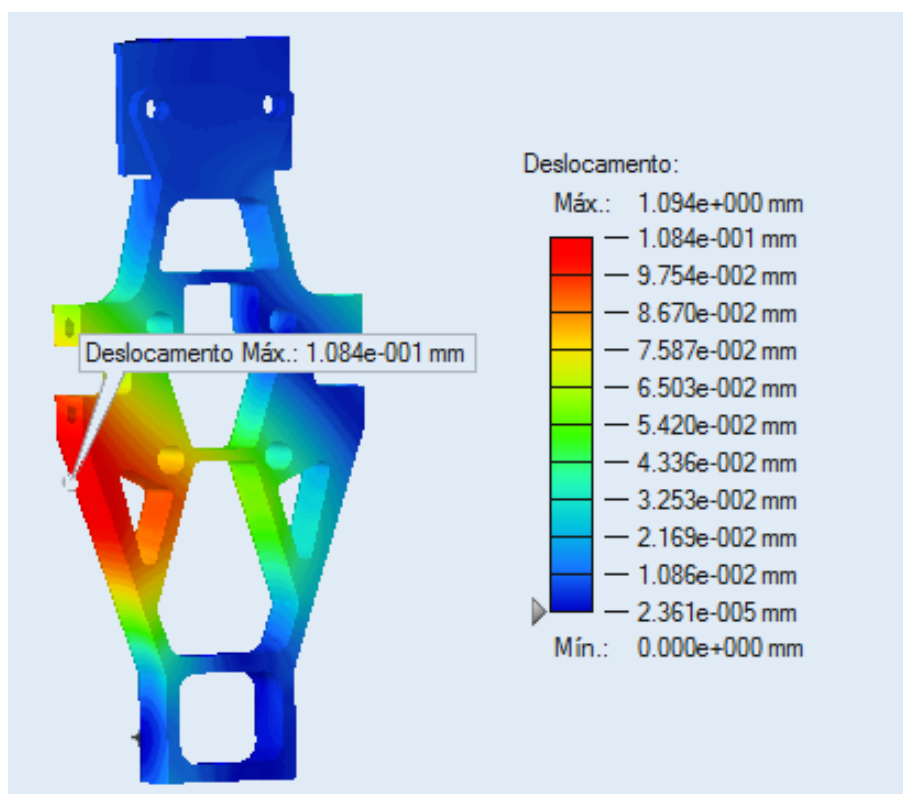
Figura 57 – Deslocamento dos nós na peça usinada, caso de carga em frenagem.



Fonte: Autor (2016).

Como era esperado, o maior deslocamento ocorreu no acoplamento da pinça de freio para o caso de carga em frenagem. Assim como na peça por fundição, o componente apresentou menor rigidez, comparado ao resultado da primeira otimização realizada, e o valor máximo de deslocamento do nó foi de 0,22 mm. Ainda assim, considerando que a carga avaliada é a mais crítica em frenagem, o resultado pode ser aceito para sua aplicação.

Figura 58– Deslocamento dos nós na peça usinada, caso de carga lateral.



Fonte: Autor (2016).

No caso de carga lateral, o máximo valor encontrado foi o maior entre as análises anteriores do mesmo caso, sendo 0,108 mm. Ainda assim o valor foi menor que o avaliado no caso de carga em frenagem, não comprometendo o correto funcionamento dos sistemas com o qual faz interface, e confirmando a sua aplicabilidade quanto aos requisitos de projeto.

A concepção final atingiu o valor de 1,3426 kg, representando uma redução de 73,6% em massa comparada ao modelo CAD inicial, 44% de redução em relação ao projeto anterior, e 15,2% em relação à concepção por fundição.

Em consideração as análises anteriormente apresentadas, a manga de eixo fabricada por usinagem foi validada e escolhida como opção para compor o sistema de suspensão do protótipo FSAE.

A Figura 59 apresenta a manga de eixo fabricada em ferro fundido nodular ISO 1083/JS/ 500 – 10 alto silício, através do processo de usinagem.

Figura 59 – Manga de eixo dianteira para protótipo Formula SAE.



Fonte: Autor (2016).

5. CONCLUSÕES

O presente trabalho buscou apresentar os procedimentos de análise auxiliada por computador, no desenvolvimento de um produto estrutural utilizado na suspensão de veículo classe Formula SAE, a manga de eixo dianteiro. Como conclusões deste trabalho têm-se:

Na metodologia de trabalho proposta, foi possível explorar as fases de desenvolvimento de um produto, desde a definição dos requisitos de engenharia que devem ser agregados ao componente, à utilização dos recursos computacionais no auxílio à engenharia, até a fabricação do protótipo da manga de eixo.

O processo baseou-se no estado da arte em que se encontra o desenvolvimento de produtos estruturais na indústria automotiva, com a exceção da fase de instrumentação e testes de validação do componente. Mesmo com a ausência destas etapas, os resultados do procedimento se mostraram satisfatórios para a equipe. Além disto, estas etapas poderão ser incorporadas num futuro estudo, quando houver mais recursos disponíveis para a equipe.

Nos anos anteriores, a escassez na utilização de recursos computacionais, e o conhecimento de engenharia necessário para sua correta utilização, tornaram-se cruciais para que as soluções dos componentes estruturais fossem sobre dimensionadas, demandassem muito tempo para serem desenvolvidas, agregassem muito peso, impactassem na queda de desempenho, e por fim gerassem maiores custos financeiros.

Com a utilização das simulações de multicorpos e de análise estrutural por elementos finitos, foi possível aprimorar o conhecimento sobre a dinâmica do veículo e o componente, alcançando-se uma geometria otimizada e que fossem ao encontro dos requisitos iniciais de projeto, aumentando a competitividade da equipe em relação ao projeto e ao produto no cenário da competição FSAE.

O desenvolvimento do modelo de multicorpos na simulação de manobras contribuiu para que se tornasse explícita a relação da dinâmica veicular na predição de carregamentos e solicitações advindas da pista, sobre os componentes

estruturais veiculares. A estratégia tornou possível contornar a inexperiência e falta de informações sobre o veículo nas fases iniciais de projeto.

A utilização do software Altair Inspire na otimização topológica da manga de eixo contribuiu com o ganho de tempo no desenvolvimento do componente estrutural. Muitas iterações foram executadas no desenvolvimento do projeto anterior, e o nível de refino da peça ainda assim não alcançou os mesmos resultados.

Mesmo com as hipóteses utilizadas neste trabalho, quanto à criticidade dos carregamentos, obteve-se uma redução de massa acima do esperado, resultando em 44% de melhoria da leveza em relação ao projeto anterior, sem comprometer a rigidez, e mantendo uma alta margem de segurança na estrutura.

Por fim, conclui-se que os procedimentos utilizados do desenvolvimento deste trabalho apresentam-se como potencial estratégia no desenvolvimento de produtos estruturais para equipes de pouca experiência, visto que se alcançaram bons resultados para a equipe.

5.1. Sugestão para trabalhos futuros.

Muitas das intenções iniciais para este trabalho não puderam ser alcançadas em primeiro momento. Por conta disto, seguem algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Melhorar o modelo de multicorpos, refinando os parâmetros de entrada para deixá-lo o mais próximo possível do veículo estudado, com objetivo de estimar com maior precisão os valores de força e comportamento dinâmico;
- Avaliar o componente em relação à durabilidade em fadiga, por método de elementos finitos;
- Instrumentar o veículo e executar testes experimentais, para comparação dos dados adquiridos com os resultados das simulações de multicorpos;
- Instrumentar a manga de eixo com *strain gauges* para verificação das tensões sobre o componente, com objetivo de comparar com o modelo *FEM*.

REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 12603: Geometria da suspensão de veículos rodoviários automotores** – Terminologia. 1902.

BOSCH, R. **Manual de tecnologia automotiva**. Tradução da 25ª edição alemã. p. 736. São Paulo. Editora Blücher. 2005.

DE FARIAS, A. S.; DE OLIVEIRA, T. C. **Suspension support developed in high silicone ductile iron – A practical application**. SAE Brasil. 2010.

FLESCHE, E. L. **Projeto de um par de mangas de eixo automotivas para a fórmula SAE**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2010.

GERKEN, D, T. NEAL, R. **Casting Technology Company, Delphi Chassis Systems. Squeeze Cast (SCPM) Light Weight Aluminum Front Knuckle Case Study**. SAE – Society of Automotive Engineers: Internal Congress and Exposition, 1999.

GENTA, G; MORELLO, L. **The Automotive Chassis – Volume 1: Components Design**. Dordrecht; Springer; 2009.

GILLESPIE, Thomas D.. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: SAE International, 1992.

HEISSING, B.; ERSOY, M. **Chassis Handbook – Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives**. Wiesbaden; Vieweg Taubner Verlag; 2011.

ILZHÖFER, B et al. **Shape Optimization Based on Parameters from Lifetime Prediction**. Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe, FE – Design GmbH, Germany. NAFEMS Seminar: Fatigue Analysis, 2000.

KLAVA, Behno. **Desenvolvimento das etapas de análise e otimização estrutural de uma manga de eixo**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2003.

LEAL, L. D. C. M; DA ROSA, E; NICOLAZZI, L. C. **Uma introdução à modelagem quase estática de automóveis**. Florianópolis, SC: Publicação interna do GRANTE, Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2012.

MARTINS, Hugo Leonardo Mendes. **Simulação dinâmica de um veículo sob diferentes geometrias de direção**. Centro Universitário da FEI. São Bernardo do Campo, 2010.

MILLIKEN, Willian F.; MILLIKEN, Douglas L. **Race Car Vehicle Dynamics**. Warrebdake: SAE International, 1995.

MSC SOFTWARE CORPORATION. **Adams/Car Help**.

MSC SOFTWARE CORPORATION. **Vehicle Modeling and Simulation using Adams/Car. ADM740 Course Notes**. Apostila de curso ministrado pela Multicorpos. 2015.

PINHEIRO, Marcos Paulo G. F.. **Análise comparativa da influência da torção de um chassi de FSAE no comportamento dinâmico do veículo**. Centro Universitário da FEI. São Bernardo do Campo, 2010.

RILL, G. **Vehicle dynamics: short course**. Campinas, SP: Apostila do curso ministrado na Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, FEM-UNICAMP, 2007.

WEBER, J. **Automotive Development Process - Processes for Successful Customer Oriented Vehicle Development**. Dortrecht; Springer; 2009.

WONG, J. Y. **Theory of ground vehicles**. 3. ed. New York, NY: John Wiley & Sons, INC, 2001.

Apêndice A – MODELAGEM DOS SISTEMAS NO ADAMS/Car.

Suspensão dianteira

- Ajuste de *hardpoints*.

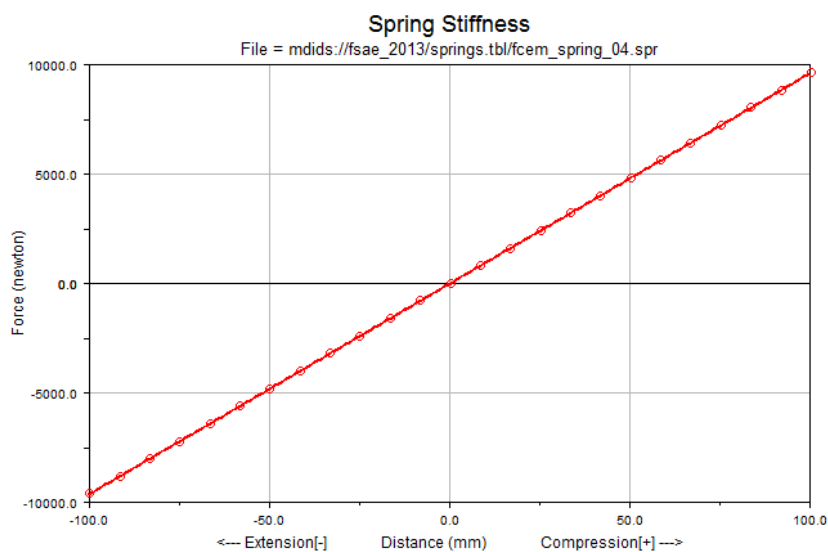
Figura 69 – Tabela de ajuste de hardpoints da suspensão dianteira.

Hardpoint Modification Table				
Assembly Subsystem		FCEM_model_v2.FCEM_Front_Susp_2		
	loc x	loc y	loc z	remarks
hpl_BC_axis	-552.0	-200.8	628.31	(none)
hpl_BC_center	-512.0	-200.8	628.31	(none)
hpl_damper_inboard	-512.0	-45.0	656.25	(none)
hpl_damper_outboard	-512.0	-203.776	727.915	(none)
hpl_lca_front	-662.0	-240.0	150.0	(none)
hpl_lca_outer	-521.0	-565.81	157.92	(none)
hpl_lca_rear	-362.0	-240.0	150.0	(none)
hpl_prod_inboard	-512.0	-316.0	637.0	(none)
hpl_prod_outboard	-512.0	-462.18	191.74	(none)
hpl_ride_height	-662.0	-240.0	150.0	(none)
hpl_tierod_inner	-522.0	-142.875	195.0	(none)
hpl_tierod_outer	-421.15	-473.15	215.0	(none)
hpl_uca_front	-662.0	-275.0	328.11	(none)
hpl_uca_outer	-503.0	-533.29	367.92	(none)
hpl_uca_rear	-362.0	-275.0	328.11	(none)
hpl_wheel_center	-512.0	-615.29	277.92	(none)
hps_camber_adj_orient	-512.0	0.0	157.92	(none)

Fonte: Autor (2016).

- Curva de rigidez da mola

Figura 70 – Curva de rigidez da mola de suspensão dianteira.



Fonte: Autor (2016).

- Ajuste de camber e convergência.

Figura 71 – Ajuste de camber e convergência da suspensão dianteira.

	Left Side	Right Side
Toe Angles	1.0	1.0
Camber Angles	-1.0	-1.0

OK Apply Cancel

Fonte: Autor (2016).

Suspensão traseira

- Ajuste de hardpoints

Figura 72 - Tabela de ajuste de hardpoints da suspensão traseira.

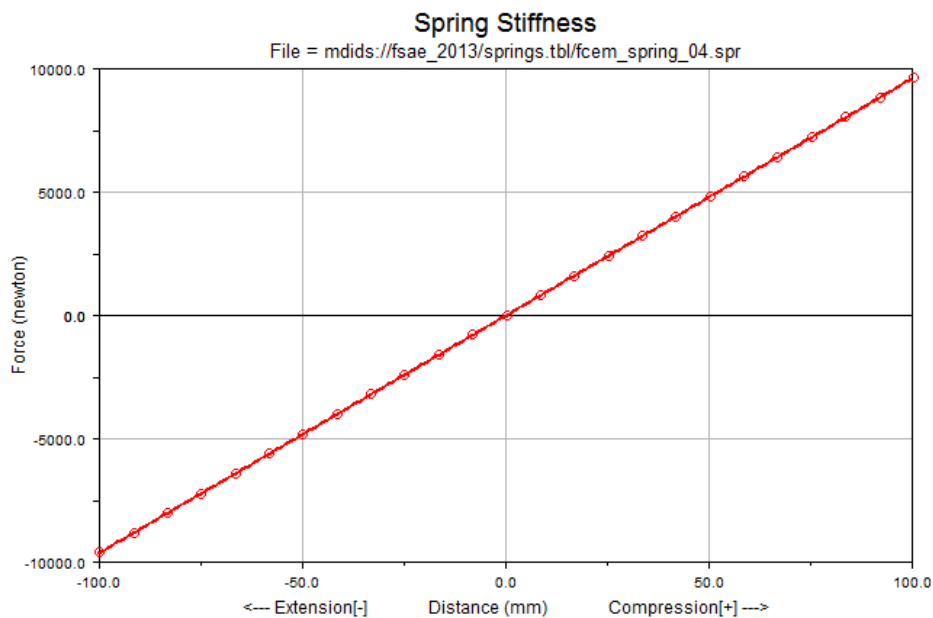
	loc x	loc y	loc z	remarks
hpl_BC_axis	1034.73	-208.28	415.07	(none)
hpl_BC_center	1049.87	-207.57	415.07	(none)
hpl_damper_inboard	1057.15	-36.08	412.62	(none)
hpl_damper_outboard	1042.16	-182.88	495.78	(none)
hpl_drive_shaft_inr	1188.62	-139.76	265.77	(none)
hpl_lca_front	689.26	-202.88	161.913	(none)
hpl_lca_outer	1118.0	-583.25	167.994	(none)
hpl_lca_rear	1118.0	-213.1	161.913	(none)
hpl_prod_inboard	1041.82	-309.36	450.95	(none)
hpl_prod_outboard	1063.0	-480.0	190.0	(none)
hpl_ride_height	689.26	-202.88	161.913	(none)
hpl_tierod_inner	689.26	-213.1	161.913	(none)
hpl_tierod_outer	1012.0	-583.25	167.96	(none)
hpl_uca_front	788.0	-231.92	329.936	(none)
hpl_uca_outer	1118.0	-543.29	370.014	(none)
hpl_uca_rear	1118.0	-213.1	329.936	(none)
hpl_wheel_center	1118.0	-620.15	277.96	(none)
hps_camber_adj_orient	1118.0	0.0	167.994	(none)

Display: Single and ☒ Left ☐ Right ☐ Both OK Apply Cancel

Fonte: Autor (2016).

- Curva de rigidez de mola

Figura 73 - Curva de rigidez da mola de suspensão traseira.



Fonte: Autor (2016).

- Ajuste de camber e convergência.

Figura 74 – Ajuste de camber e convergência da suspensão dianteira.

Set Toe & Camber Values

	Left Side	Right Side
Toe Angles	0.0	0.0
Camber Angles	0.0	0.0

OK Apply Cancel

Fonte: Autor (2016).

Sistema de direção

- Ajuste de hardpoints

Figura 75 – Tabela de ajuste de hardpoints do sistema de direção.

Hardpoint Modification Table

☐ Assembly ☒ Subsystem FCEM_model_v2.FCEM_Steering_2 Name Filter: *

	loc x	loc y	loc z	remarks
hpl_rack_house_mount	-522.0	-62.875	195.0	(none)
hpl_tierod_inner	-522.0	-142.875	195.0	(none)
hps_intermediate_shaft_forward	-356.22	0.0	538.09	(none)
hps_intermediate_shaft_rearward	-281.61	0.0	588.42	(none)
hps_pinion_pivot	-522.0	0.0	195.0	(none)
hps_steering_wheel_center	-48.91	0.0	588.42	(none)

Display: Single and ☒ Left ☐ Right ☐ Both OK Apply Cancel

Fonte: Autor (2016).

- Ajuste de parâmetros cinemáticos e cinéticos da direção.

Figura 76 – Tabela de ajuste de parâmetros variáveis do sistema de direção.

Parameter Variable Modification Table

☐ Assembly ☒ Subsystem FCEM_model_v2.FCEM_Steering_2

	real value	remarks
pvs_max_rack_displacemer	117.5	(none)
pvs_max_rack_force	1.0E+004	(none)
pvs_max_steering_angle	540.0	(none)
pvs_max_steering_torque	1.0E+005	(none)

Display: Single and ☒ Left ☐ Right ☐ Both

Value Type: ☒ Real ☐ Integer ☐ String ☐ All Data Types

Name Filter: * OK Apply Cancel

Fonte: Autor (2016).